VISIT…

LANZAROTE
Caliente.COM

Е. А. Бойко
И. С. Деринг
Т. И. Охорзина

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

(Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов)

Красноярск
2006

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Красноярский государственный технический университет

Е. А. Бойко
И. С. Деринг
Т. И. Охорзина

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

(Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов)

Учебное пособие

Красноярск 2006

© Бойко Е.А. и др. *Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов*

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Надежная циркуляция воды в паровом котле должна в течение его непрерывной эксплуатации поддерживать температуру стенок трубы в допустимых пределах. Для того чтобы эта задача хорошо выполнялась, необходимо непрерывно отводить тепло от поверхности нагрева. Если на каком-либо участке отвод тепла ухудшается, температура стенки повысится, а прочность металла понизится.

Перегрев стенки трубы неизбежно приведет к появлению одулины, свища или разрыву трубы. Эти повреждения наступают либо быстро, либо медленно, но перегрев стенки всегда приведет к аварии.

На надежность циркуляции влияет режим работы котла. При повышенных нагрузках циркуляция наиболее интенсивна, а следовательно и надежна. При пониженных нагрузках циркуляция ухудшается. Наиболее ненадежна циркуляция при растопке котла. Циркуляция может нарушиться как при быстром повышении давления, так и при его снижении. В нормах гидравлического расчета [1] даны предельно допустимые скорости повышения и снижения давления.

Целью данных методических указаний является ознакомление с методом расчета естественной циркуляции для проверки отсутствия опасности застоя, опрокидывания циркуляции, а также образования свободного уровня воды в контуре.

Настоящие методические указания составлены на основании нормативного метода «Гидравлический расчет котельных агрегатов» [1].

1. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЦИРКУЛЯЦИОННОГО КОНТУРА И ОСНОВНЫЕ ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Основная расчетная схема контура задается преподавателем. Размеры, необходимые для расчета, берутся из чертежа, часть из них задается преподавателем. Результаты расчета сводятся в табл. 10, 11, 12, 13.

1.1. Основные величины, используемые в расчетах

Массовая скорость потока, кг/(м^2·с), определяется по формуле

$$W_{\text{м}} = \frac{G}{F}, \tag{1.1}$$

где G – расход рабочего тела в участке (вода + пар), кг/с; F – суммарное сечение труб, м^2;

Линейная скорость потока, м

$$W = \frac{G}{\rho \cdot F} = \frac{G \cdot \upsilon}{F}, \tag{1.2}$$

где υ – удельный объем среды, м^3/кг; ρ – плотность среды, кг/м^3.

Скорость циркуляции (скорость входа воды в подъемные трубы из нижнего коллектора, м/с) может быть выражена формулой

$$W_0 = \frac{G}{\rho' \cdot F}, \tag{1.3}$$

где ρ' – плотность насыщенной воды при давлении в барабане котла, кг/м^3. После точки закипания в потоке рабочего тела движется смесь пара и воды.

Принимаются условные величины: приведенная скорость пара W_0'', м/с, и приведенная скорость воды W_0', м/с. Это скорости, которые имели бы вода либо пар, если бы они занимали каждый все сечение трубы.

Приведенная скорость пара, м/с

$$W_0'' = \frac{D}{\rho'' \cdot F}, \tag{1.4}$$

где D – расход пара в данном сечении либо на данном участке, кг/с; ρ'' – плотность пара на линии насыщения, кг/м^3.

Приведенная скорость воды, м/с

$$W_0' = \frac{G'}{F \cdot \rho'}, \tag{1.5}$$

где G' – расход воды в смеси, кг/с; ρ' – плотность воды, кг/м^3.

Массовое паросодержание потока на участке, кг/кг

$$x = \frac{D}{G} = \frac{W_0'' \cdot \rho''}{W_0 \cdot \rho'}$$

или

$$x = \frac{h - h'}{r}, \qquad (1.6)$$

где h – энтальпия среды в участке, кДж/кг; r – теплота парообразования, кДж/кг; $h'\left(t_s\left(P_б\right)\right)$ – энтальпия жидкости на линии насыщения по давлению рабочей среды в контуре (барабане котла), кДж/кг [3].

Объемное паросодержание потока, м^3/м^3

$$\beta = \frac{W_0''}{W_0},$$

или

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{\rho''}{\rho'} \cdot \left(\frac{1}{x} - 1\right)}. \qquad (1.7)$$

Зависимость β от x может быть найдена по рис. 1.

Скорость пароводяной смеси, м/с

$$W_{см} = W_0' + W_0''. \qquad (1.8)$$

После подстановки ранее приведенных величин формула имеет следующий вид:

$$W_{см} = W_0 + W_0'' \cdot \left(1 - \frac{\rho'}{\rho''}\right), \qquad (1.9)$$

$$W_{см} = W_0 \cdot \left[1 + x \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (1.10)$$

$$W_{см} = W \cdot \rho \cdot \left[V' \cdot (1 - x) + V'' \cdot x\right]. \qquad (1.11)$$

© Бойко Е.А. и др. *Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов*

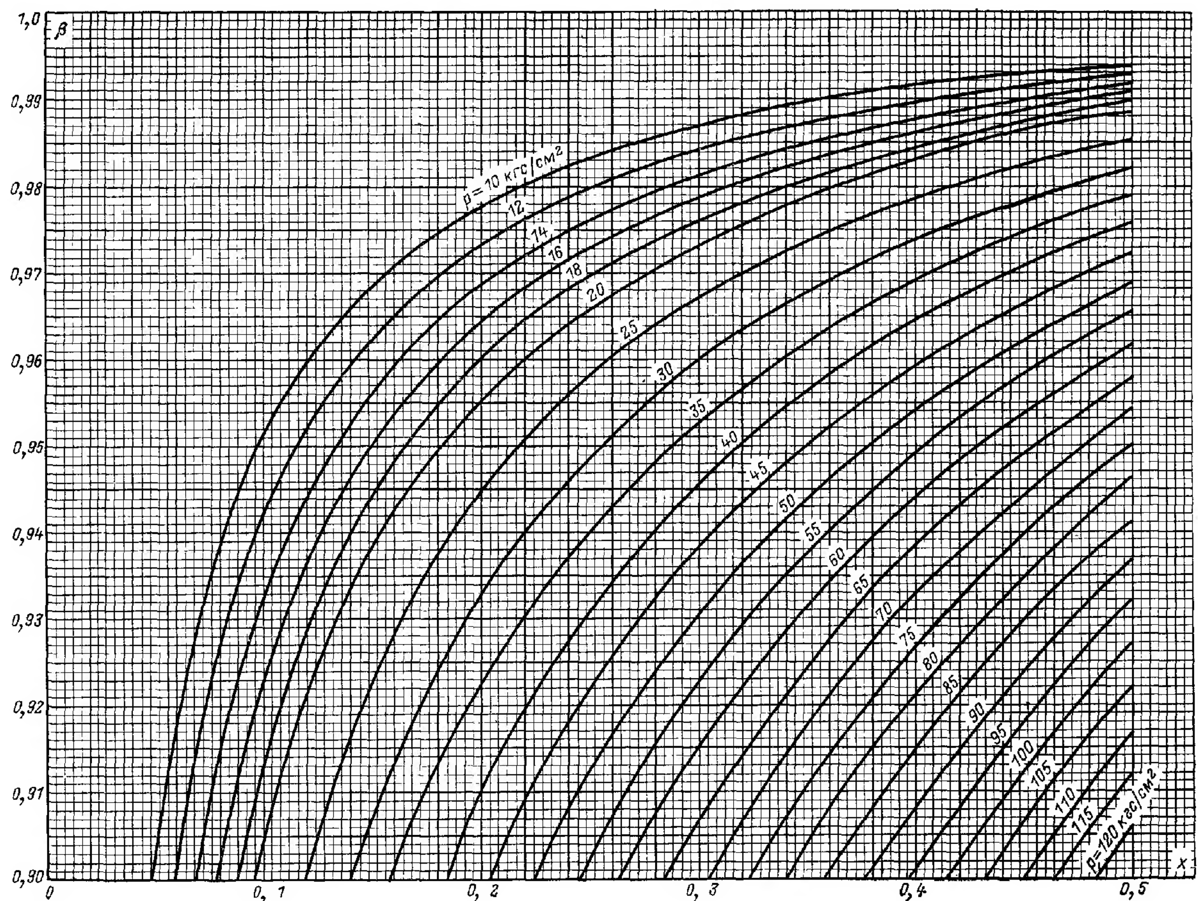


Рис. 1. Зависимость объемного паросодержания от массового (10 кгс/см^2 = 1 МПа)

2. РАСЧЕТ ДВИЖУЩЕГО И ПОЛЕЗНОГО НАПОРА ЦИРКУЛЯЦИИ

Для определения движущего и полезного напора циркуляции необходимо знать гидравлическое сопротивление всех подъемных участков от нижнего коллектора до барабана котла (гл. 4). Кроме конструктивных данных для расчета этих сопротивлений необходимо определить по формуле (5.1) тепловосприятие контура $Q_к$ и количество воды, циркулирующей в нем, G. Последняя величина подсчитывается для трех принятых значений скорости циркуляции W_0, м/с, по формуле (5.4). Высота экономайзерной части контура, м

$$H_{эк} = H_{до} + \frac{\Delta h_{б} - \Delta h_{оп} - \Delta h_{сн} + \dfrac{\Delta h}{\Delta P}\cdot\rho'\cdot 10^{-4}\cdot\left(H_{оп} - H_{до} - \dfrac{\Delta P_{оп}}{\rho'}\right)}{\dfrac{Q_1}{H_1\cdot G} + \dfrac{\Delta h}{\Delta P}\cdot\rho'\cdot 10^{-4}}, \quad (2.1)$$

где $H_{до}$ и $H_{оп}$ – соответственно высота участка до обогрева и полная высота

опускных труб, м; Q_1 – тепловосприятие рассматриваемого участка циркуляционного контура (при отсутствии разбивки на участки $Q_1 = Q_к$), кВт; G – расход циркулирующей в контуре воды. кг/с; $\Delta h_б$, $\Delta h_{оп}$, $\Delta h_{сн}$ – соответственно недогрев воды в барабане до кипения (5.5), тепловосприятие опускных труб и учет сноса пара, кДж/кг; $\frac{\Delta h}{\Delta P}(\frac{кДж/кг}{МПа})$ – изменение энтальпии воды с изменением давления, определяется по справочникам теплофизических свойств воды и водяного пара [3]; H_1 – высота рассчитываемого участка, м, (при выполнении курсового проекта принимать $H_1 = H_{оп}$); ρ' - плотность воды на линии насыщения, кг/м^3; $\Delta P_{оп}$ – сопротивление опускных труб, Па (3.1).

Высота паросодержащей части контура, м

$$H_{пар} = H_{оп} - H_{до} - H_{эк}. \tag{2.2}$$

Эта высота подсчитывается до уровня воды в барабане, независимо от места ввода (рис. 2).

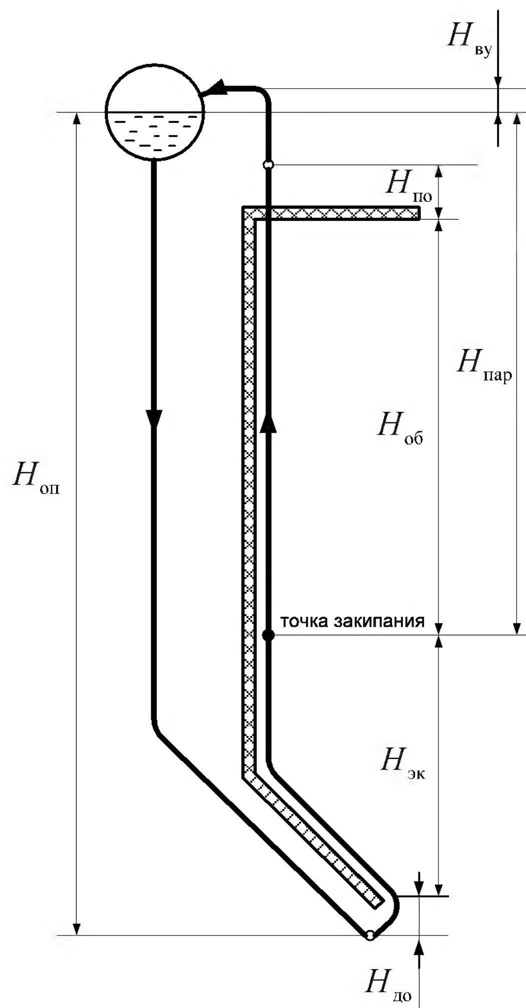


Рис. 2. Схема простого циркуляционного контура

Паропроизводительнось контура, кг/с

$$D_k = \frac{Q_k - G\cdot\left(\Delta h_\delta - \Delta h_{оп} - \Delta h_{сн}\right)}{r}. \quad (2.3)$$

Средний расход пара на обогреваемом участке паросодержащей части трубы, кг/с

$$D = \frac{1}{2}\cdot D_k. \quad (2.4)$$

Средняя и конечная скорости пара, м/с, определяются по формулам

$$\overline{W}_0' = \frac{D}{F\cdot\rho''}, \quad (2.5)$$

$$W_0'' = \frac{D_k}{F\cdot\rho''}, \quad (2.6)$$

где ρ'' – плотность пара при давлении в барабане, кг/м^3; F – суммарное сечение подъемных труб, м^2.

Скорость пароводяной смеси, м/с

$$\overline{W}_{см} = W_0 + \overline{W}_0''\cdot\left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right), \quad (2.7)$$

где W_0 – принятая ранее скорость циркуляции, м/с (согласно нормативной методике рассчитывают три значения $\overline{W}_{см}$, м/с).

Среднее объемное паросодержание, кг/кг

$$\overline{\beta} = \frac{\overline{W}_0}{W_{см}}. \quad (2.7)$$

Движущий напор контура, Па

$$S_к = H_{пар}\cdot\varphi\cdot\left(\rho' - \rho''\right)\cdot 10, \quad (2.8)$$

где $H_{пар}$ – высота паросодержащей части контура, м; ρ' и ρ'' – соответственно плотность воды и плотность пара на линии насыщения, кг/м^3; $\rho_{оп}$ – плотность воды в опускных трубах, кг/м^3. При недогреве воды в опускных трубах менее 12 кДж/кг плотность воды в них принимается равной плотности воды на линии насыщения ($\rho_{оп} = \rho'$).

Напорное паросодержание при подъемном давлении пароводяной смеси, учитывавшее относительную скорость пара и воды, может быть рассчи-

тано по формуле (4.11).

Движущий напор циркуляционного контура $S_к$ складывается из движущих напоров всех участков контура. Для подсчета полезного напора необходимо знать суммарное гидравлическое сопротивление подъемных участков.

Полезный напор, Па

$$S_{пол} = S_к - \left(\sum \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_м\right), \quad (2.9)$$

где $\sum \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_м$ – сумма всех потерь на трение и местных сопротивлений в подъемной части контура, Па. Сопротивление трения следует рассчитывать отдельно для экономайзерной части трубы (где отсутствует паровая фаза), обогреваемой части трубы от точки закипания до выхода труб за пределы газохода, где паросодержание меняется от нуля до максимума, и необогреваемого участка от места выхода труб за пределы топки до ввода в барабан (см. рис.2).

На экономайзером участке определение сопротивления трения производится по формуле (4.2), местных сопротивлений – по формуле (4.3), нивелировочный перепад для этого участка рассчитывается по формуле (4.4). Скорость потока W , м/с, – по формуле (1.1).

На обогреваемом участке от точки закипания до выхода труб за пределы топки массовое паросодержание потока изменяется от $x = 0$ до $x = \dfrac{h - h'}{r}$, где h – теплосодержание нагреваемой среды на выходе из топочной камеры. Для этого случая скорость смеси $W_{см}$, м/с, подсчитывается по формуле (1.8).

Для участка от выхода труб из топки до входа в барабан расчет скорости пароводяной смеси производится по формуле (1.10).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСТИННОГО ЗНАЧЕНИЯ СКОРОСТИ И КРАТНОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ. ОЦЕНКА ЕЕ НАДЕЖНОСТИ

Для определения истинного значения скорости циркуляции требуется найти сопротивление опускных труб от барабана до нижнего коллектора. Обычно это сопротивление складывается из сопротивления трения по длине опускных труб $l_{оп}$, м, и местных сопротивлений входа в опускные трубы из барабана котла $\xi_{вх}$ выхода из опускных труб в нижний коллектор $\xi_{вых}$ поворотов опускных труб $\sum \xi_{пов}$, а также сноса пара из барабана в опускные трубы $\varphi_{оп}$.

Сопротивление опускных труб, Па

$$\Delta P_{оп} = \left(\lambda_0 \cdot l_{оп} + \xi_{вх} + \xi_{вых} + \sum \xi_{пов}\right) \cdot \frac{W_{оп}^2}{2 \cdot \upsilon} + \varphi_{оп} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot H_{оп} \cdot 10 . \qquad (3.1)$$

Второе слагаемое учитывается только при наличии сноса пара в опускные трубы, $\varphi_{оп}$ определяется по рис. 14. Коэффициент трения λ_0 по рис. 3.

Скорость котловой воды в опускных трубах $W_{оп}$, м/с, подсчитывается исходя из заданного количества опускных труб в рассчитываемом контуре, их диаметра и расхода воды G, кг/с, определенного по предварительно принятой скорости циркуляции (принимается три значения W_0, м/с, см. гл. 5).

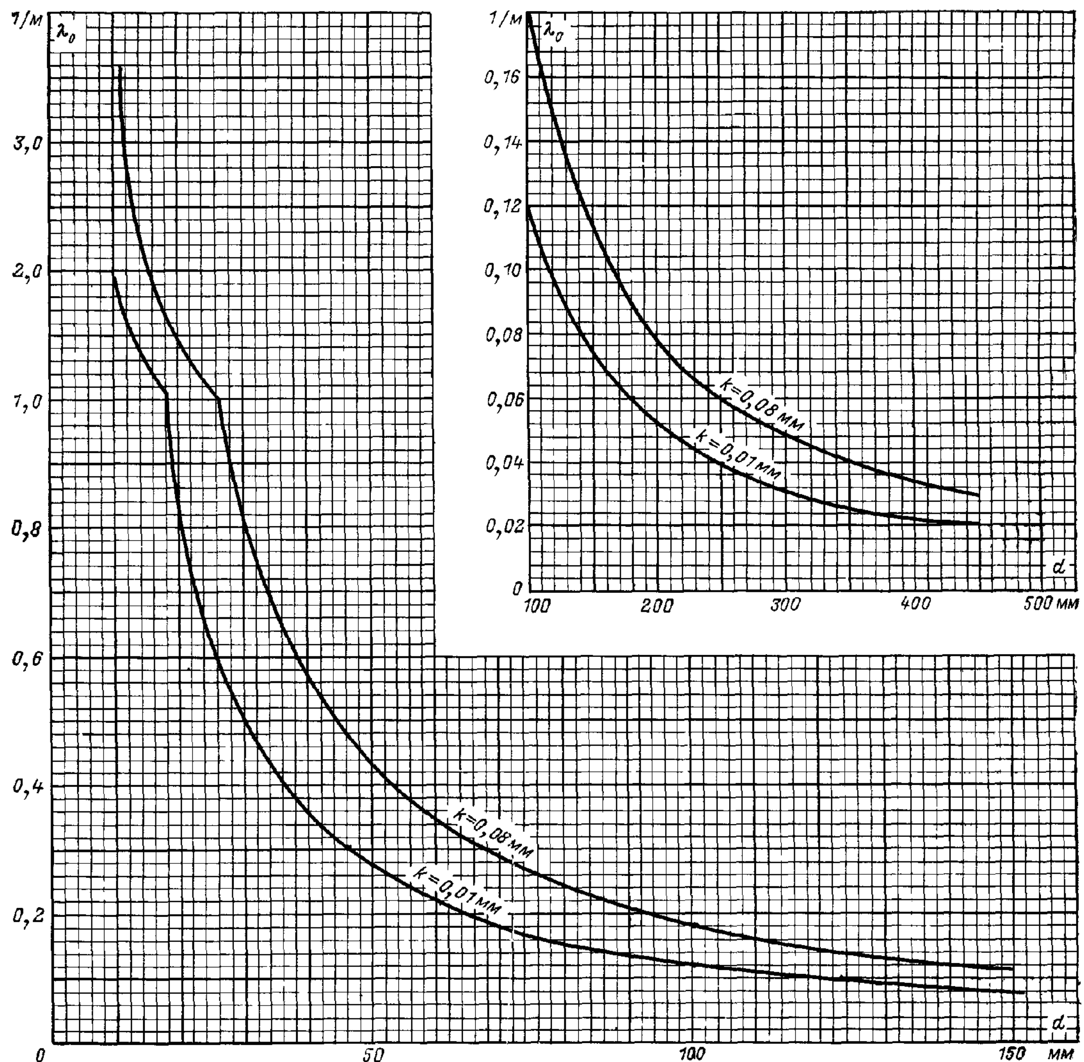


Рис. 3. Приведенный коэффициент трения котельных труб. Для углеродистых и легированных сталей k = 0,08 мм; для аустенитных k = 0,01 мм

Коэффициенты сопротивления ξ находятся по табл. 6, а удельный объем воды υ, м^3/кг – по справочнику теплофизических свойств воды и водяного пара [3].

В результате расчета должно быть получено три значения полезного

напора циркуляции $S_{пол}$ (см. гл. 2) при трех принятых ранее скоростях циркуляции W_0, м/с. Далее по этим значениям строятся гидравлические характеристики контура (см. рис. 4). Необходимо построить две кривые: зависимость полезного напора $S_{пол}$ от скорости циркуляции W_0 и сопротивления в опускных трубах $\Delta P_{оп}$ от той же скорости. Точка пересечения этих кривых позволит найти истинное значение скорости циркуляции.

Нарушение циркуляции может выразиться в застое, опрокидывании циркуляции или в образовании свободного уровня. Свободный уровень может образоваться в трубе, выведенной в паровое пространство барабана (см. рис. 2) при прекращении движения воды вследствие невозможности поднять ее выше отметки трубы. Наибольшая опасность возникновения указанных нарушений существует в наименее обогреваемых трубах (например, угловых) с наибольшим сопротивлением и необогреваемыми участками, а также введенные в барабан с наибольшим превышением над уровнем воды $H_{ву}$ (см. рис. 2).

Для проверки застоя или свободного уровня определяются средние и конечные приведенные скорости пара, м/с, в наименее обогреваемой трубе:

$$\overline{W}'_{от} = \eta_к \cdot \eta_т \cdot \overline{W}_{0\,эл},$$
$$W''_{от} = \eta_к \cdot \eta_т \cdot \overline{W}_{ок}, \qquad (3.2)$$

где $\eta_т$ – наименьший коэффициент неравномерности трубы (табл. 4); $\eta_к$ – коэффициент конструктивной нетождественности; учитывается только в том случае, если отдельные трубы экрана отличаются по величине тепловоспринимающей поверхности. В упрощенных расчетах такие различия не учитываются. В этом случае $\eta_к = 1$.

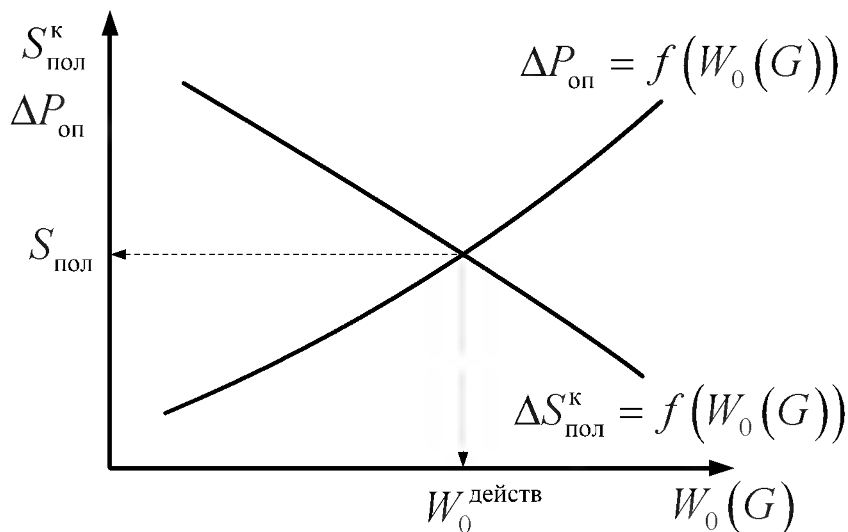


Рис. 4. Гидравлическая характеристика циркуляционного насоса

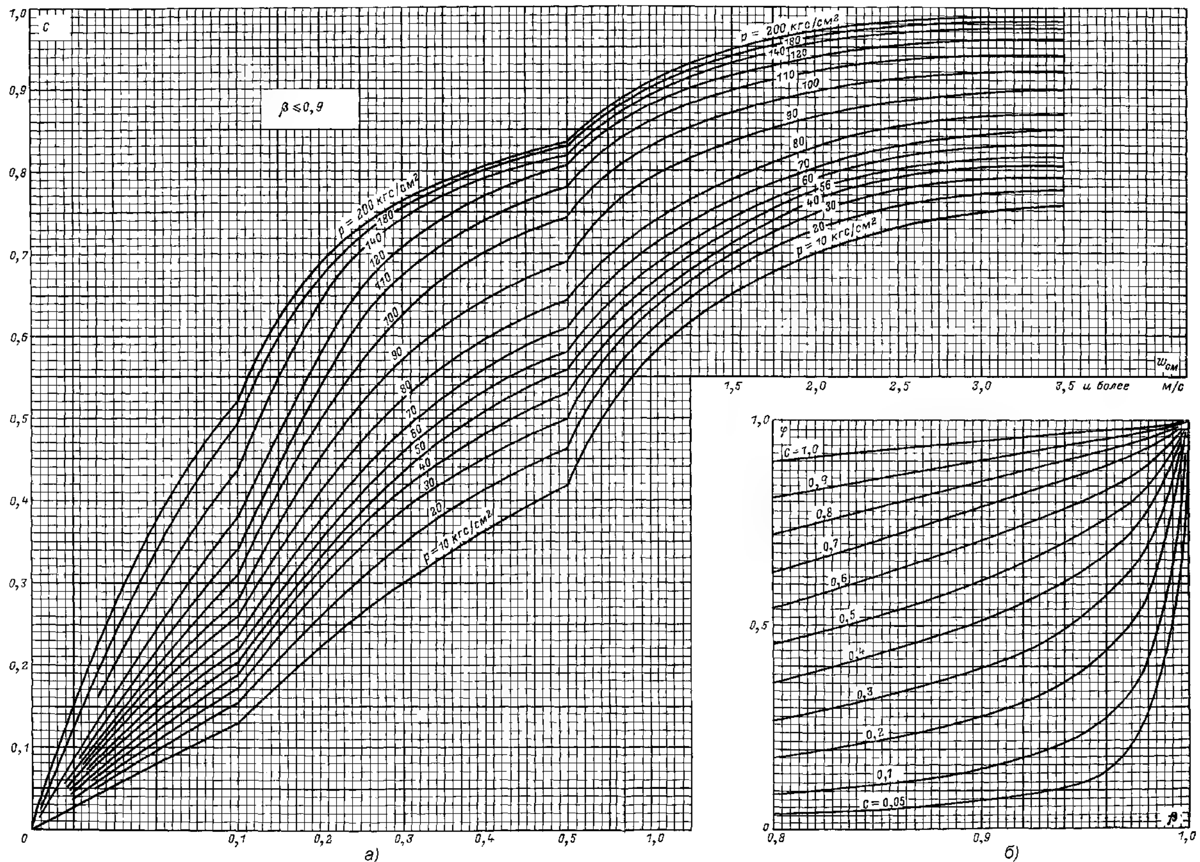


Рис. 5. Проверка застоя циркуляции в необогреваемых трубах (10 кгс/см^2 = 1 МПа)

При необходимости следует обращаться к нормативному методу гидравлического расчета котельных агрегатов [1]. $\bar{W}''_{0эл}$ и $W''_{ок}$ – средняя и конечная приведенные скорости пара в обогреваемой части участка, м/с:

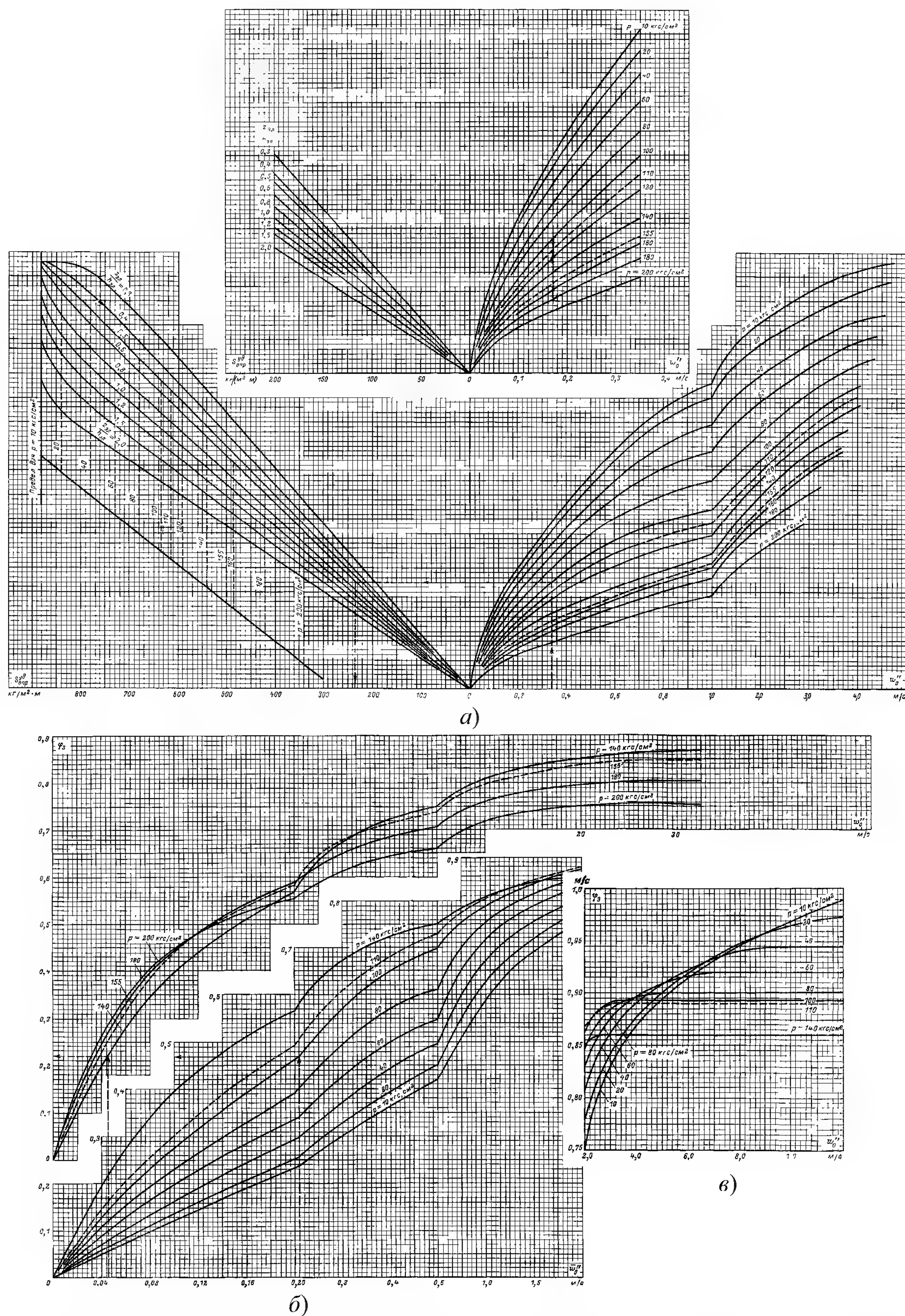
$$\bar{W}''_{0эл} = \frac{H_1 \cdot \bar{W}''_{01} + H_2 \cdot \bar{W}''_{02} + \cdots + H_i \bar{W}''_{0i}}{H_{оп} - H_{эк} - H_{до}}, \qquad (3.3)$$

где $\bar{W}''_{01}$, $\bar{W}''_{02}$ и т. д. – средние приведенные скорости пара в участках, м/с (см. гл. 1); H_1, H_2 и т.д. высоты паросодержащих участков элемента, м; $H_{оп} - H_{эк} - h_{до}$ – полная высота паросодержащей части элемента $H_{пар}$, м. В случае отсутствия разбивки контура на участки (например, при выполнении упрощенного расчета) принимается, что $\bar{W}''_{0эл} = \bar{W}'_0$.

Напор застоя в трубных элементах, Па

$$S_з = \left(H_{об} + H_{по}\right) \cdot \bar{\varphi}_з \cdot \left(\rho' - \rho''\right) \cdot 10, \qquad (3.4)$$

где $S_з$ – напор застоя, н/с; $H_{об}$ – суммарная высота всех обогреваемых паросодержащих участков, м; $H_{по}$ – высота участка после обогрева, м; $\varphi_з$ – среднее напорное паросодержание застоя в трубе (см. рис. 6).



а)

б)

в)

Рис. 6. Номограммы для проверки отсутствия застоя и опрокидывания циркуляции: *а* – в необогреваемых трубах; *б* – в обогреваемые трубах; *в* – для проверки, отсутствия опрокидывания циркуляции (1 кг/м^2·м = 10 Па/м^2·м; 10 кгс/см^2 = 1 МПа)

При отсутствии опасности застоя должно соблюдаться отношение

$$\frac{S_з}{S_{пол}} > 1{,}1\ (1{,}2)\,, \qquad (3.5)$$

где $S_{пол}$ – полезный напор обогреваемого элемента, Па (см. формулу (2.10).

Коэффициент 1,2 применяется в тех случаях, когда есть основания ожидать отклонений условий работы котлоагрегата от расчетных.
Проверка появления свободного уровня может быть выполнена по формуле

$$\frac{S_з - \Delta P_{ву}}{S_{пол}} > 1{,}1\ (1{,}2)\,, \qquad (3.6)$$

где $P_{ву}$ – потеря давления на подъем смеси выше уровня вода в барабане, Па, определяется по зависимости

$$\Delta P_{ву} = H_{ву} \cdot \left(1 - \varphi_з\right) \cdot \left(\rho' - \rho''\right) \cdot 10\,, \qquad (3.7)$$

где $H_{ву}$ – высота трубы над средним уровнем воды в барабане (см. рис. 2); $\varphi_з$ – паросодержание застоя, определяется по номограмме (рис. 6) для конечной приведенной скорости пара в трубе. Коэффициент 1,2 применяется в том же случае, что и в формуле (3.5).

Проверка опрокидывания потока при естественной циркуляции производится по соотношению

$$\frac{S_{опр}}{S_{пол}} > 1{,}1\ (1{,}2)\,. \qquad (3.8)$$

Здесь $S_{опр}$ – напор опрокидывания для элемента, Па, определяется по средней приведенной скорости пара в наименее обогреваемой трубе

$$S_{опр} = S_{опр}^{уд} \cdot \left(H - H_{по}\right). \qquad (3.9)$$

где $S_{опр}^{уд}$ – удельный напор опрокидывания, Н/м·м, определяемый по средней приведенной скорости пара в наименее обогреваемой трубе (рис. 6).

Наибольшие значения удельного напора опрокидывания $S_{опр}^{уд} = \left(\rho' - \rho''\right)$ для каждого давления показаны в левом квадрате номограммы (рис. 6) вертикальными пунктирными линиями.

Указанные на номограмме z/h – это отношение полного коэффициента сопротивления трубы z, отнесенного к высоте трубы h. Полный коэффициент сопротивления находится как сумма местных сопротивлений и сопротивления на рассматриваемом участке.

4. РАСЧЁТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ В ЦИРКУЛЯЦИОННОМ КОНТУРЕ

4.1. Сумма гидравлических сопротивлений

Гидравлическое сопротивление в любом трубном элементе, Па

$$\Delta P_{\text{эл}} = \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{кол}} + \Delta P_{\text{уск}} + \Delta P_{\text{нив}} + \Delta P_{\text{ц}}, \qquad (4.1)$$

где $\Delta P_{\text{эл}}$ – полное сопротивление рассчитываемого участка, Па; $\Delta P_{\text{гр}}$ – сопротивление трения, Па; $\Delta P_{\text{м}}$ – местные сопротивления, Па; $\Delta P_{\text{кол}}$ – сопротивление коллекторов, Па; $\Delta P_{\text{уск}}$ – потеря давления от ускорения потока, Па; $\Delta P_{\text{нив}}$ – нивелирный перепад давлений, Па; $\Delta P_{\text{ц}}$ – сопротивление выносного циклона, Па.

4.2. Однофазный поток

Однофазный поток имеет место в опускных трубах и эко-номайзерной части подъемных труб. На этих участках потери давления подсчитываются по следующим формулам.

Потеря на трение, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_0 \cdot l \cdot \frac{(\rho \cdot W)^2}{2} = \lambda_0 \cdot l \cdot \frac{W^2}{2 \cdot \upsilon}, \qquad (4.2)$$

где λ_0 – приведенный коэффициент трения, 1/м; может быть выбран по рис. 3; l – длина участка, м; W – скорость потока в данном участке, м/с (см. гл. 1, формула(1.1); υ – средний удельный объем среды, м^3/кг; ρ – средняя плотность среды, кг/м^3.

Потеря давления в местных сопротивлениях, Па

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{W^2}{2 \cdot \upsilon}, \qquad (4.3)$$

где $\xi_{\text{м}}$ – коэффициент местного сопротивления (входа и выхода из коллекторов, барабанов, гибы труб, расширения и сужения каналов), следует определять по рис. 7–10 и табл. 6–8. В отдельных случаях следует использовать нормативный метод гидравлического расчета котельного агрегата [1]. Величина $\frac{W^2}{2 \cdot \upsilon}$ определяется аналогично расчету потерь на трение, см. формулу (4.2).

Нивелирный перепад, Па

$$\Delta P_{\text{нив}} = \sum_{i=1}^{n} H_i \cdot \rho_i \cdot 10, \qquad (4.4)$$

где H_i – высота рассчитываемого i-го участка, м; ρ_i – средняя плотность среды на этом участке, кг/м^3 (см. формулу (4.10).

Потеря давления от ускорения однофазного потока, Па

$$\Delta P_{\text{уск}} = (\rho \cdot W)^2 \cdot (\upsilon_{\text{к}} - \upsilon_{\text{н}}), \qquad (4.5)$$

где $\upsilon_{\text{к}}$ и $\upsilon_{\text{н}}$ – удельные объемы среды в конце и начале участка, м^3/кг; $(\rho \cdot W)$ – массовая скорость среды, кг/(м^2·с).

При учете сопротивления коллекторов следует исходить из того, что при рассредоточенном соосном подводе и количестве подводов $n \geq 3$ и отводов $n \geq 3$ можно принять $\Delta P_{\text{кол}} = 0$. В упрощенных расчетах можно принять этот вариант. При выполнении ответственных расчетов следует обращаться к нормативному методу [1].

4.3. Двухфазный поток

Потеря от трения при постоянном паросодержании, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_0 \cdot l \frac{(\rho \cdot W)^2}{2 \cdot \rho'} \cdot \left[1 + x \cdot \psi \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (4.6)$$

где λ_0 – приведенный коэффициент трения, 1/м (рис. 3); x – массовое паросодержание в рассчитываемом участке, кг/кг, формула (1.6); ψ – коэффициент, определяемый по рис. 11.

Потеря от трения при переменном паросодержании смеси, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_0 \cdot l \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2 \cdot \rho'} \cdot \left[1 + \overline{x} \cdot \psi \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (4.7)$$

где $\overline{x}$ – среднее паросодержание на участке, кг/кг.

$$\Psi = \frac{\overline{\psi}_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}} - \psi_{\text{н}} \cdot x_{\text{н}}}{x_{\text{к}} - x_{\text{н}}}. \qquad (4.8)$$

Значения $\overline{\psi}_{\text{к}}$ и $\overline{\psi}_{\text{н}}$ определяются по рис. 11 для конечного $x_{\text{к}}$ и начального $x_{\text{н}}$ паросодержаний.

© Бойко Е.А. и др. *Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов*

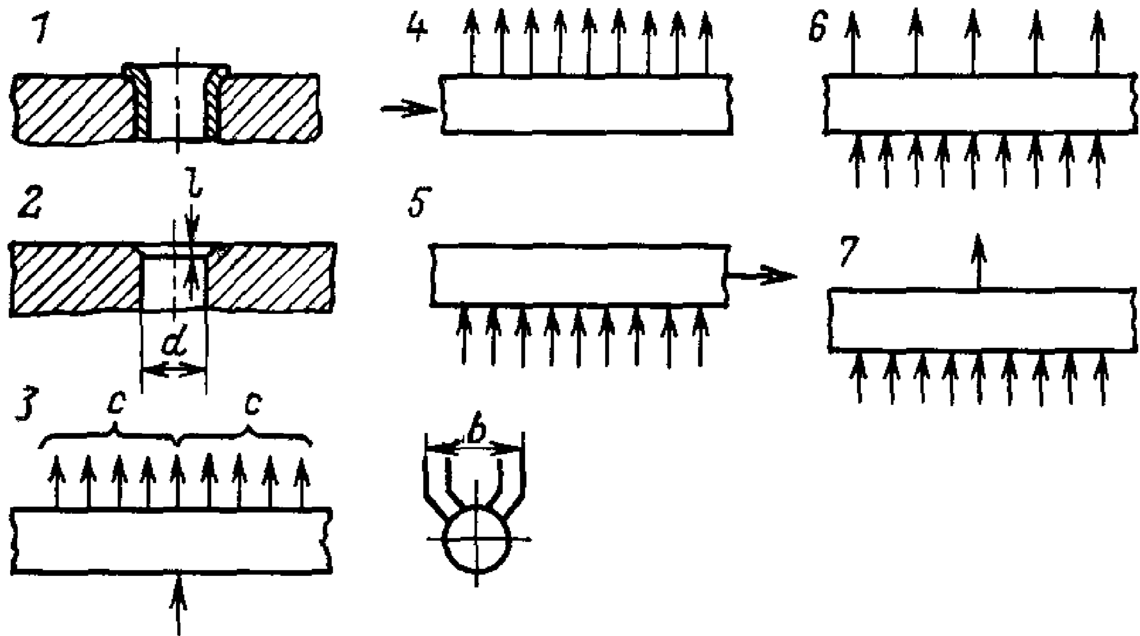


Рис. 7. Схемы к расчету коэффициентов сопротивления входа и выхода труб: 1 – вход в трубу с вальцованным колокольчиком; 2 – конический вход в трубу; 3 – раздающий коллектор с радикальным рассредоточенным подводом при n > 30; 4 – раздающий коллектор с подводом вне активной зоны; 5 – собирающий коллектор с торцевым отводом; 6 – собирающий коллектор о рассредоточенным отводом в активной зоне; 7 – собирающий коллектор с радикальным отводом при n < 30

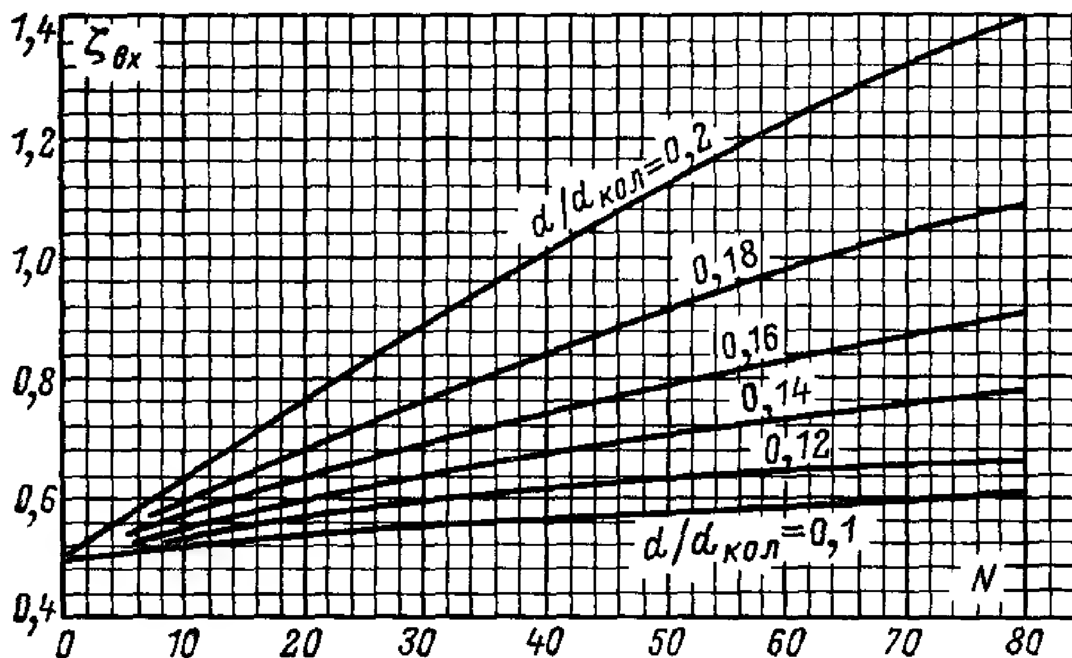


Рис. 8. Коэффициент сопротивления входа в трубу раздающего коллектора с односторонним подводом. N номер трубы от глухого торца

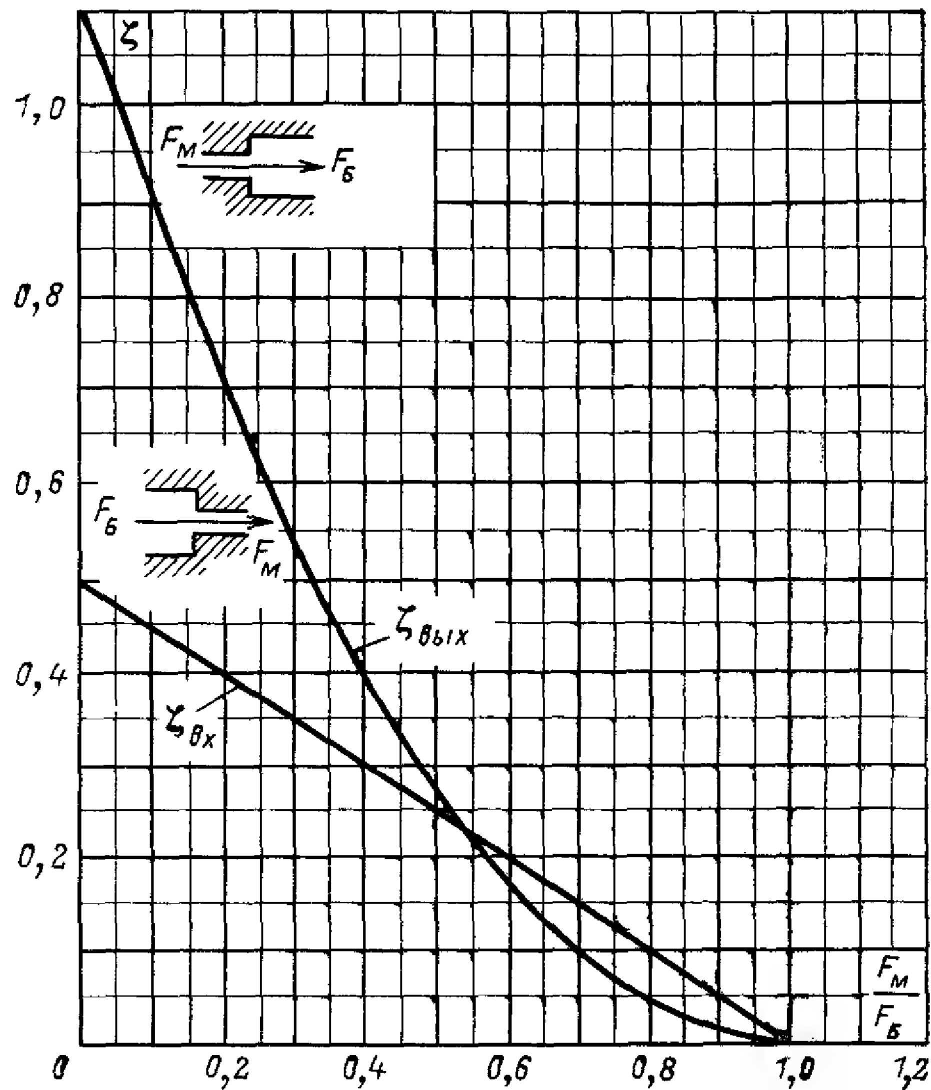


Рис.9. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения: $F_м$ – меньшее сечение входа (выхода); $F_б$ – большее сечение входа (выхода)

Для многократной циркуляции коэффициенты ψ и $\overline{\psi}$ могут находиться по рис. 11, общему для обогреваемых и необо-греваемых труб. При скоростях циркуляции, превышающих значения, приведенные на рис.11, следует обращаться к нормативному методу гидравлического расчета паровых котлов [1].

Потеря давления в местных сопротивлениях (Па)

$$\Delta P_м = \sum \xi'_м \cdot \frac{(\rho \cdot W_0)^2}{2 \cdot \rho'} \cdot \left[1 + x\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (4.9)$$

где $\xi'_м$ – условный коэффициент местного сопротивления (см. выше).

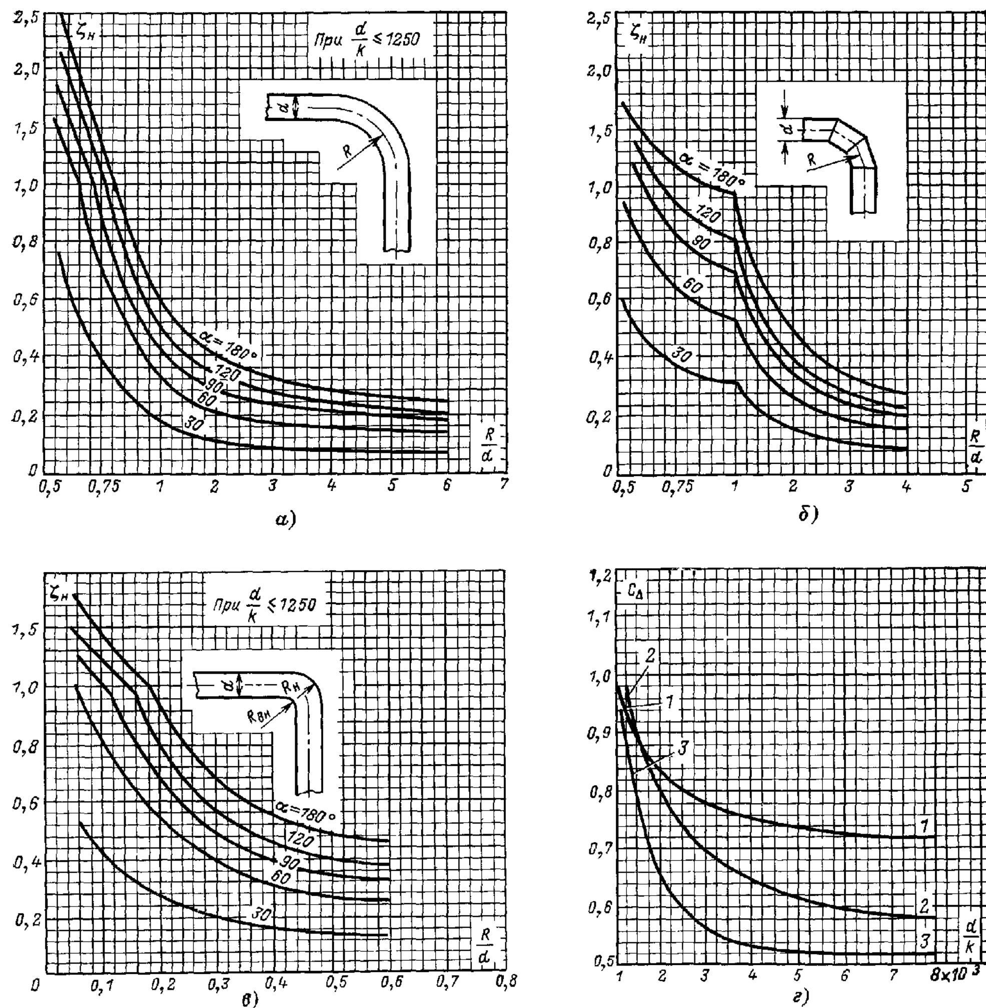


Рис.10. Коэффициент гибов и колен: *а* – гибы; *б* – сварные колена; *в* – колено; *г* – поправка на величину шероховатости меньше принятой; 1 – для колен: 2 – для крутоизогнутых гибов, R/d = 1,5; 3 – для плавных гибов

Нивелирный перепад давлений рассчитывается по той же формуле, что и для однофазного потока, с подстановкой в это выражение ρ средней действительной плотности среды пароводяной смеси (кг/м^3)

$$\overline{\rho} = \overline{\varphi} \cdot \rho'' + \left(1 - \overline{\varphi}\right) \cdot \rho', \qquad (4.10)$$

где φ' – среднее напорное паросодержание. Напорное паросо-держание (среднее и местное) при подъемном движении пароводяной смеси в вертикальных трубах определяется по формуле

$$\varphi = C \cdot \beta, \qquad (4.11)$$

где C – коэффициент пропорциональности, определяется по средней скорости смеси в участке (рис. 5); β – объемное паросодержание (среднее или конечное), определяется по формулам (1.6) и (1.7).

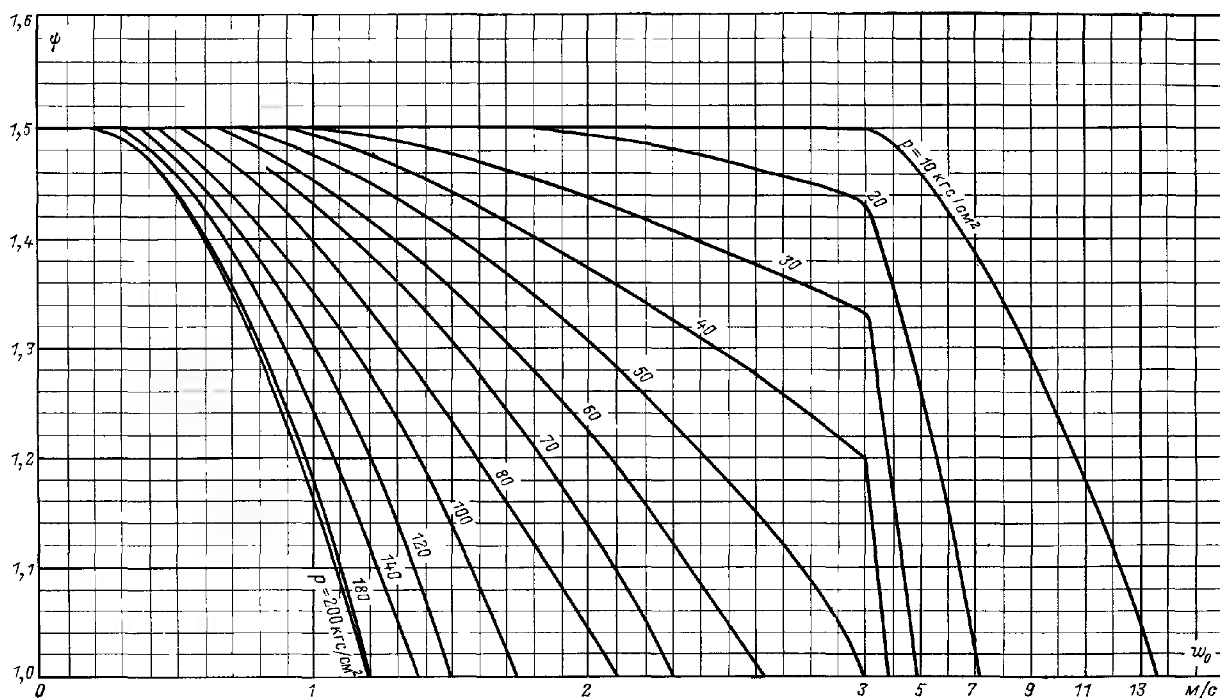


Рис. 11. Определение коэффициента ψ к формуле расчета потерь от трения для многократной циркуляции ($x_н$ < 0,7) (10 кгс/см^2 = 1 МПа)

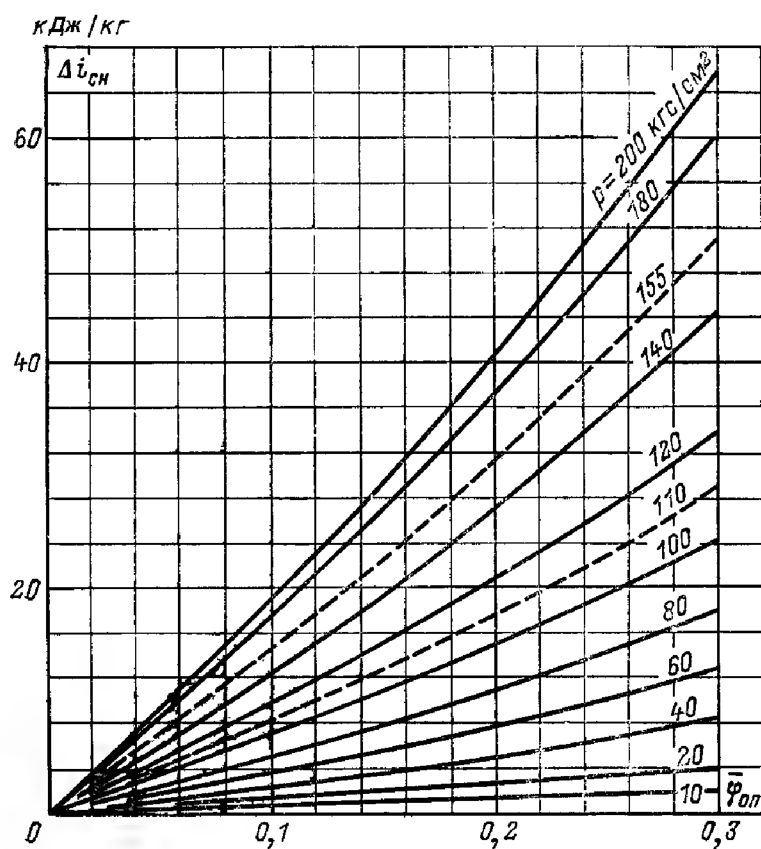


Рис. 12. Поправка на снос пара в опускные трубы (10 кгс/см^2 = 1 МПа)

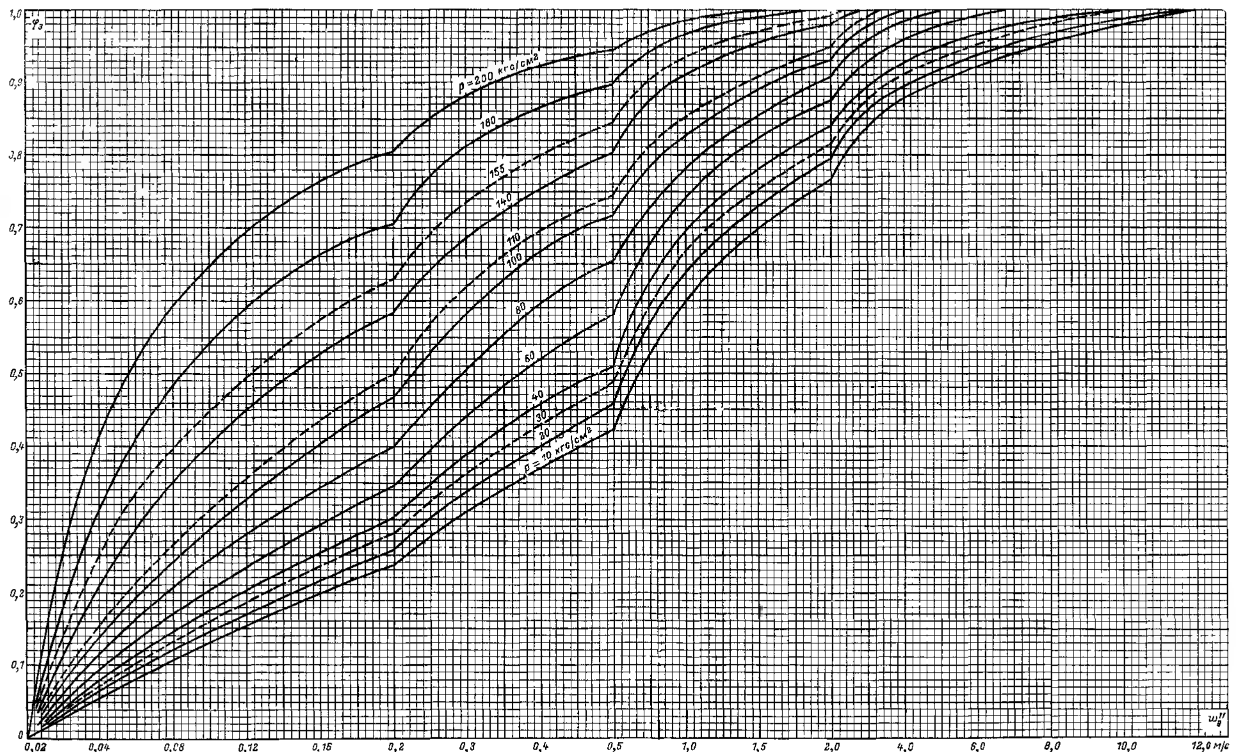


Рис. 13. Определение напорного паросодержания для вертикальных труб (10 кгс/см^2 = 1 МПа)

Потеря давления от ускорения потока (Па) может быть подсчитана:

$$\Delta P_{\text{уск}} = (\rho \cdot W)^2 \cdot (\upsilon'' - \upsilon'') \cdot (x_{\text{к}} - x_{\text{н}}), \tag{4.12}$$

где υ'' и υ' – соответственно удельные объемы пара и вода на линии насыщения, м^3/кг; $x_{\text{к}}$ и $x_{\text{н}}$ – конечное и начальное паросодержание среды в участке, кг/кг.

Потеря на ускорение учитывается только для радиационных элементов прямоточных парогенераторов.

Сопротивление выносного циклона учитывается только в схемах, где установка этих циклонов предусмотрена («соленые отсеки» – см. рис. 16) .

Допустимая паровая нагрузка циклонов для котлов высокого давления ($>$ 10 МПа) приведена в табл. 1.

Допустимая скорость пара в циклоне для этих параметров 0,3–0,35 м/с.

Общая высота выносных циклонов принимается равной 4,5–5 м. Сопротивление выносимых циклонов с улиточным вводом пароводяной смеси, Па

$$\Delta P_{\text{ц}} = \frac{\xi_1 \cdot W_1^2 + \xi_2 \cdot W_2^2 \cdot \rho_{\text{см}}}{2}, \tag{4.13}$$

где ξ_1 коэффициент сопротивления для входа пароводяной смеси в циклон,

можно принять $\xi_1 = 1$; ξ_2 – коэффициент сопротивления улитки, для внешних улиток $\xi_2 = 2{,}0$; для внутренних улиток $\xi_2 = 1{,}4$; W_1 – скорость пароводяной смеси в подводящих трубах, м/с; W_2 – скорость смеси в выходной щели улитки, м/с; ρ – плотность пароводяной смеси, кг/м^3.

Таблица 1

Зависимость допустимой паровой нагрузки
от диаметра циклона

Диаметр циклона, мм	426	377	351	273
Допустимая паровая нагрузка, кг/с	2,39	2,17	1,58	0,94

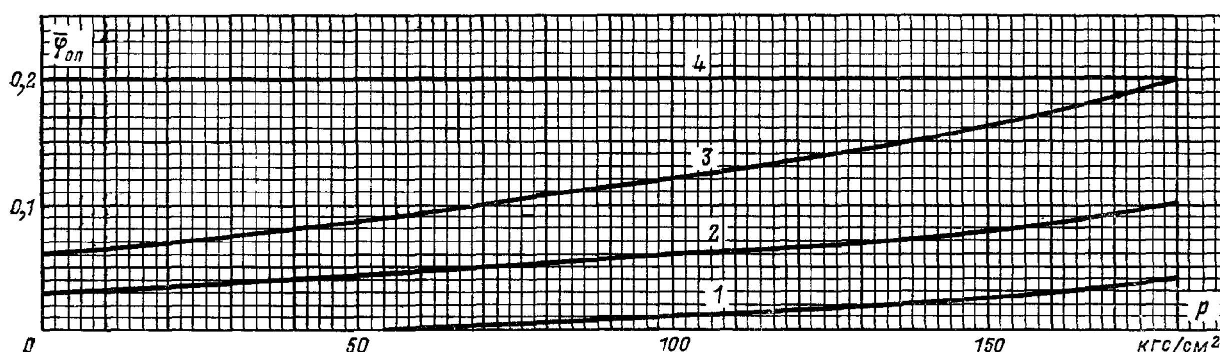


Рис. 14. Среднее напорное паросодержание в опускных трубах при различных условиях и наличии пэра водяного объема: 1 – при наличии внутрибарабанных циклонов; 2 – при наличии стояков большого диаметра и отсутствии внутрибарабанных циклонов; 3 – при нескольких опускных трубах и отсутствии внутрибарабанных циклонов; 4 – для опускных труб второй и третьей ступеней испарения и отсутствия циклонов (10 кгс/см^2 = 1 МПа)

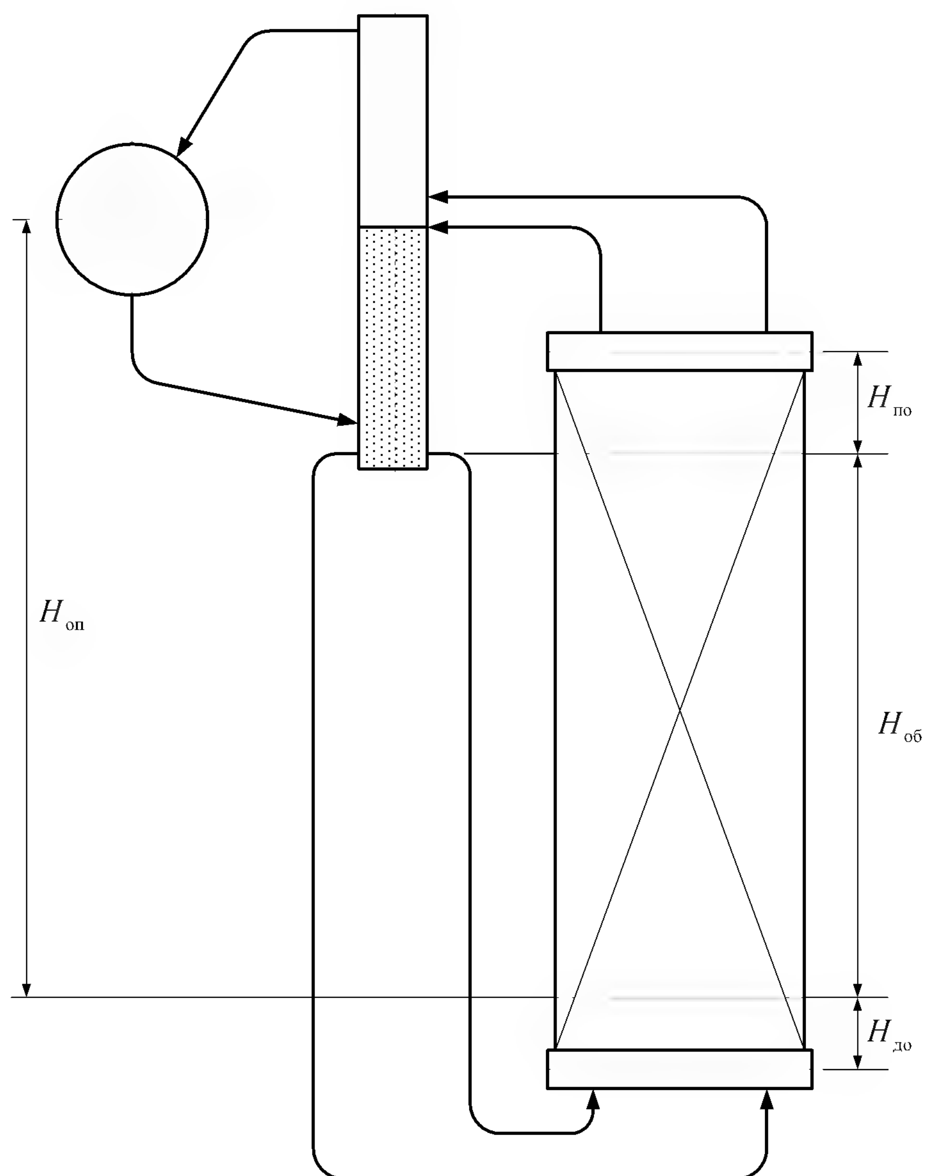


Рис. 15. Блок бокового экрана БКЗ-220, 320, 420, 500 с выносным циклоном

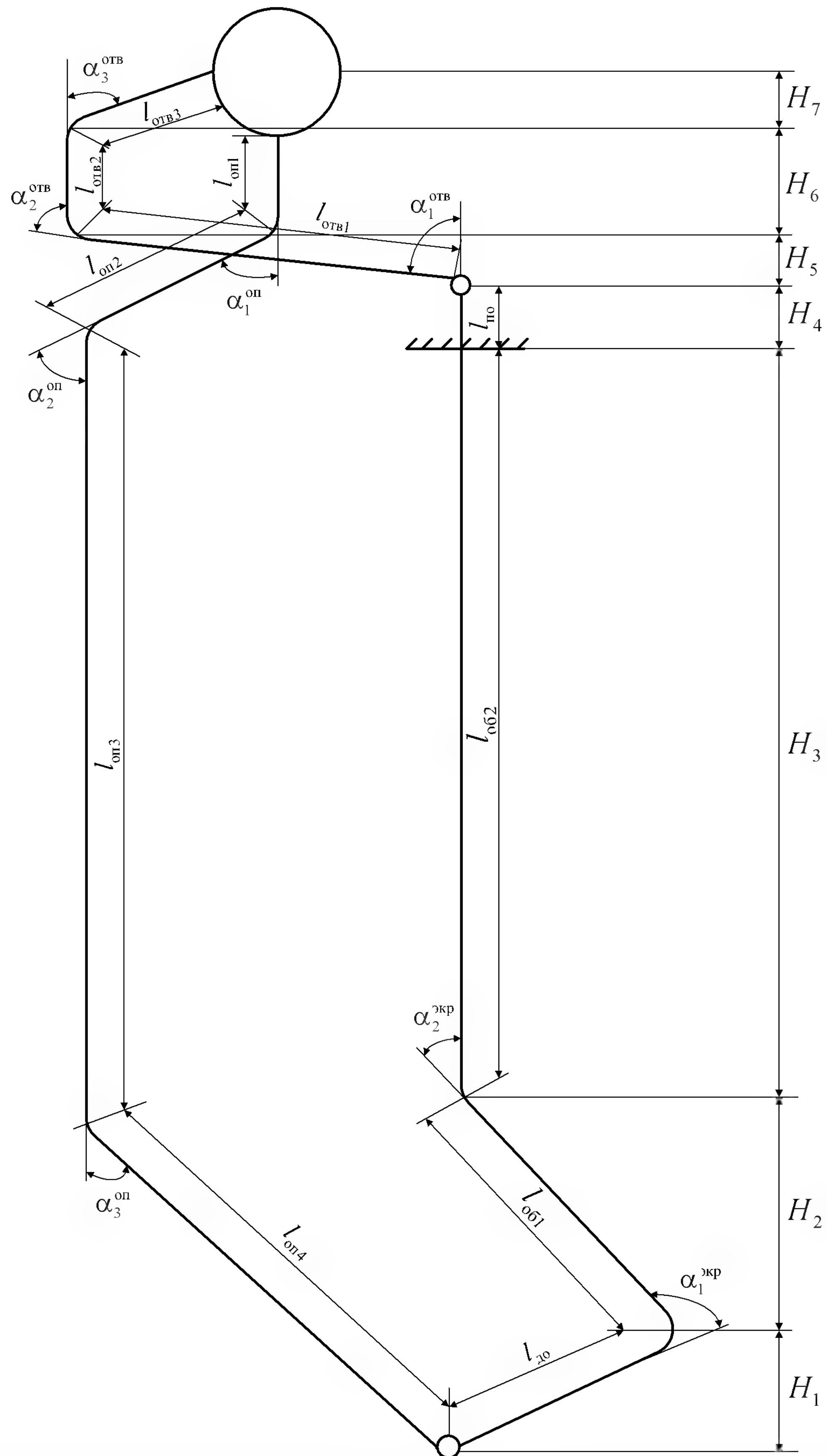


Рис. 16. Блок фронтального экрана котла БКЗ-220-100 с твердым шлакоудалением

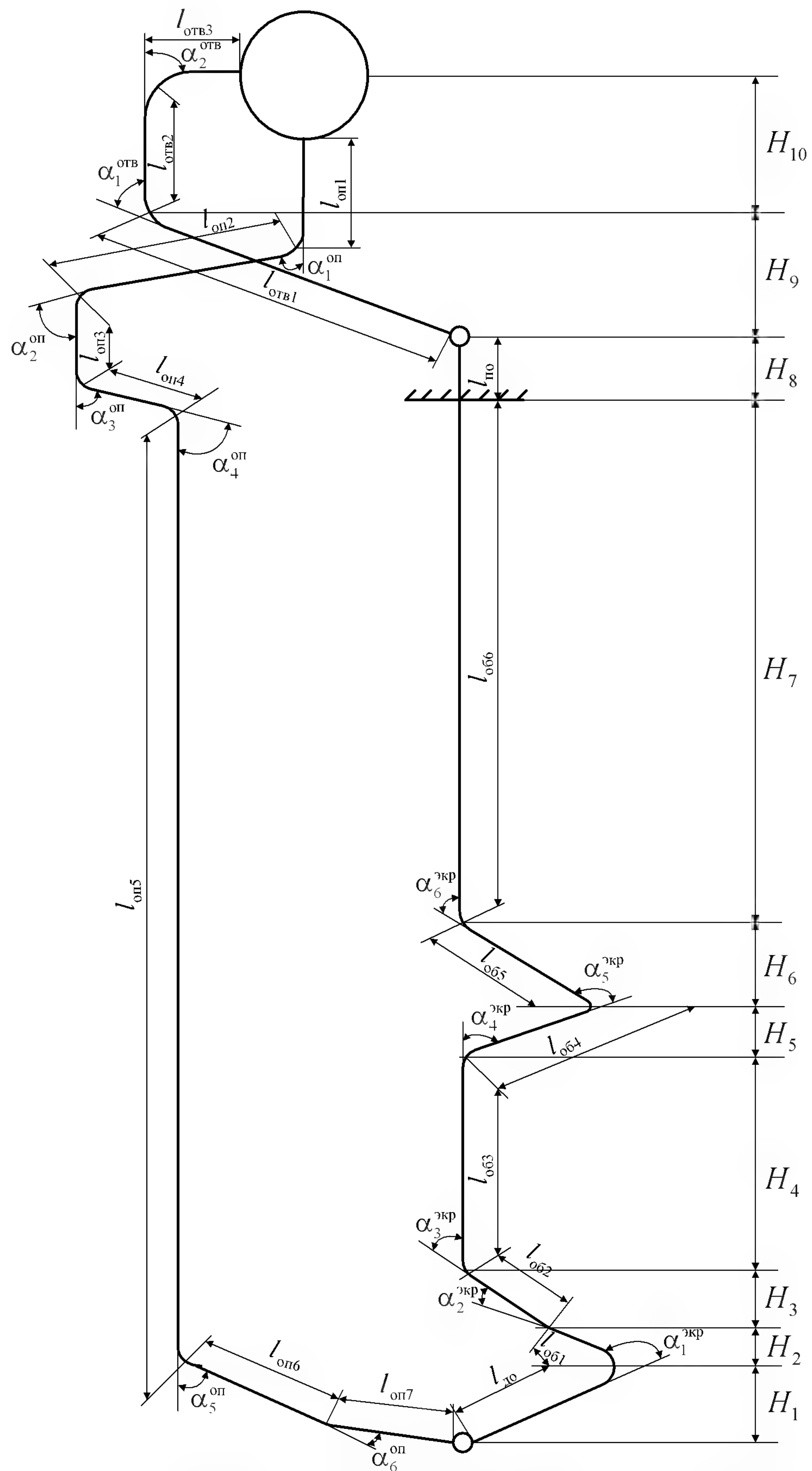


Рис. 17. Блок фронтального экрана котла БКЗ-320-140 с жидким шлакоудалением

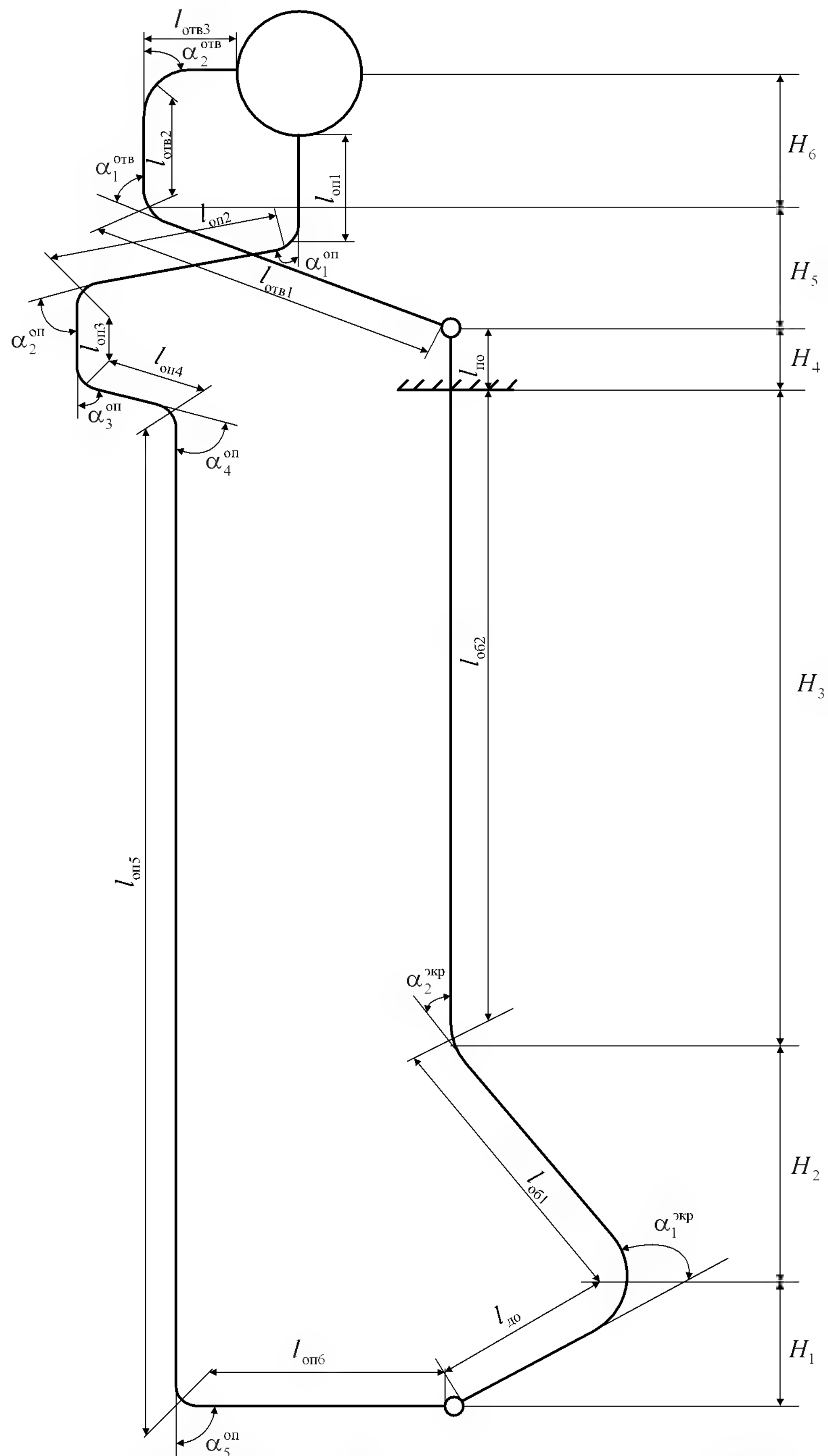


Рис. 18. Блок фронтального экрана котла БКЗ-320-140 с твердым шлакоудалением

© Бойко Е.А. и др. *Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов*

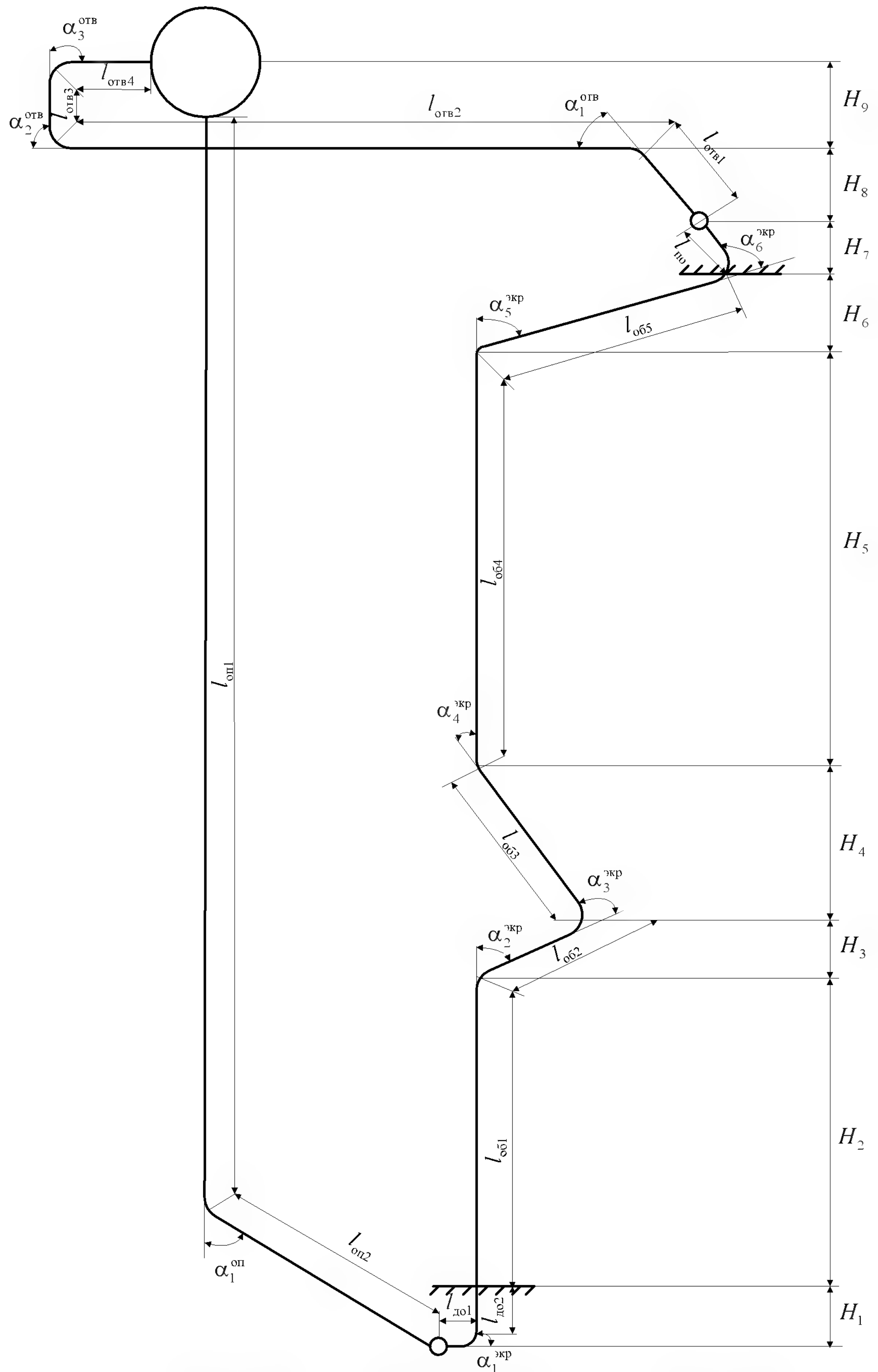


Рис. 19. Блок фронтального экрана котла БКЗ-420-140 с жидким шлакоудалением

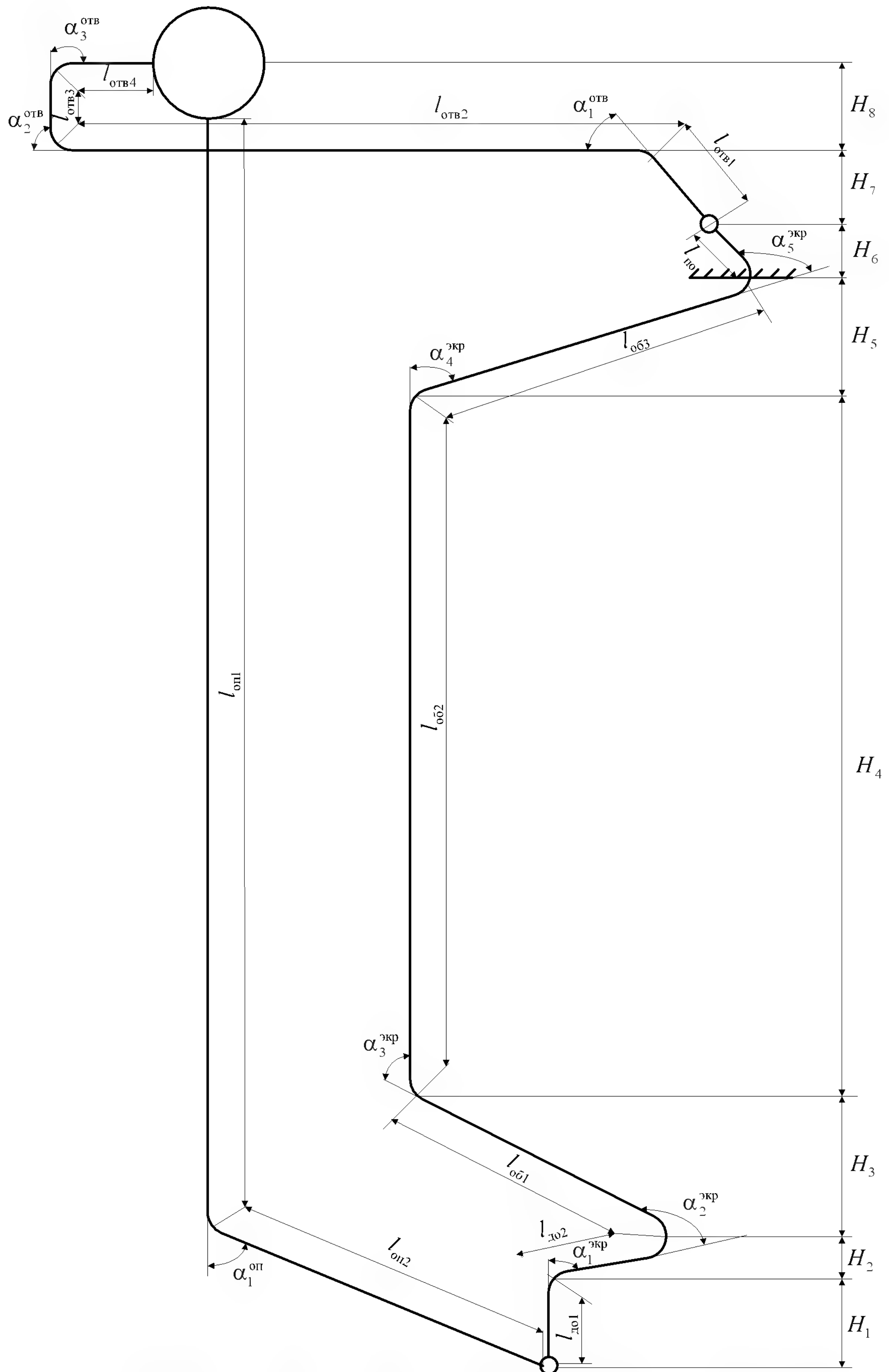


Рис. 20. Блок фронтального экрана котла БКЗ-420-140 с твердым шлакоудалением

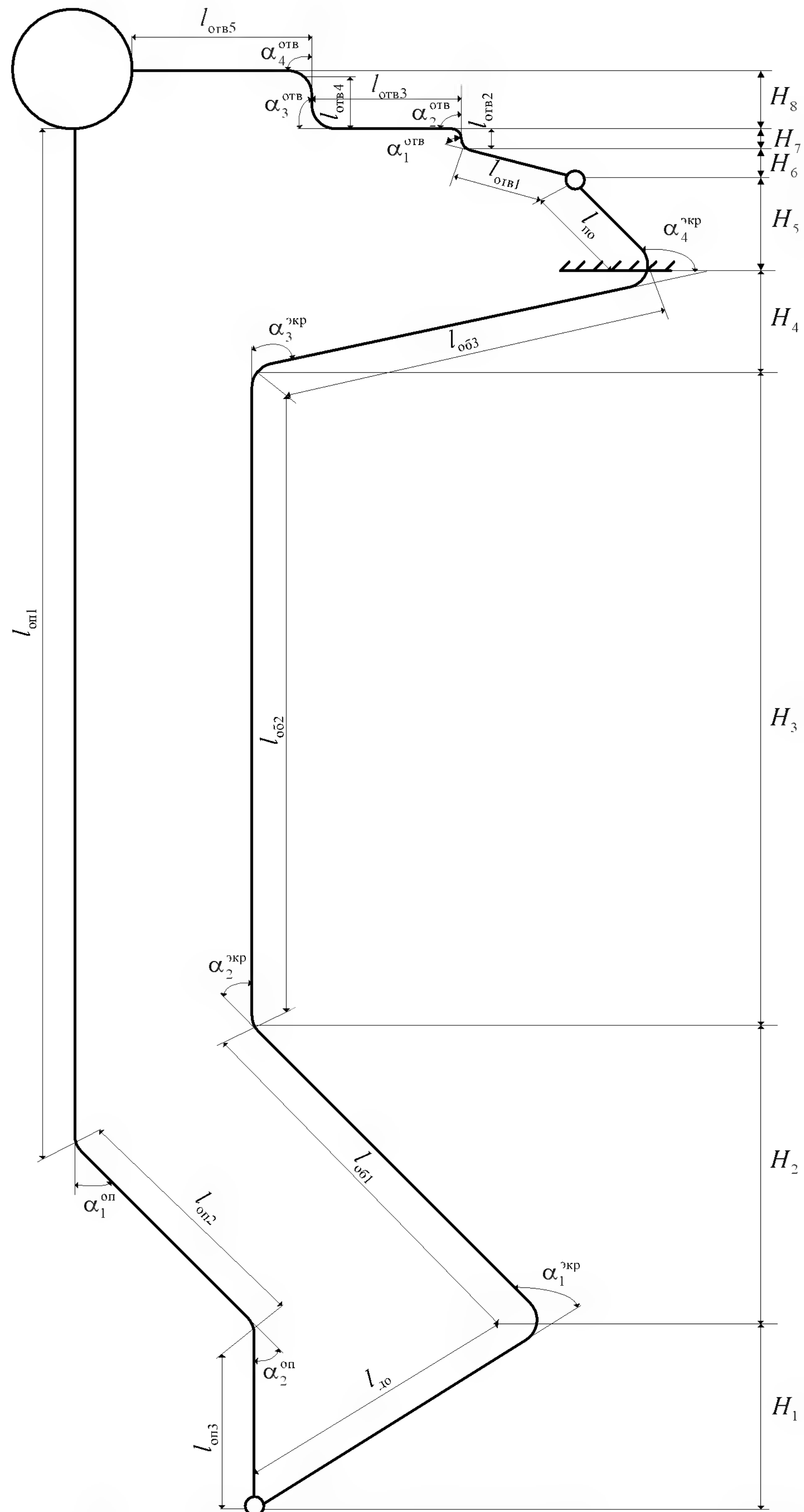


Рис. 21. Блок фронтального экрана котла БКЗ-500-140 с твердым шлакоудалением

5. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЯ КОНТУРА И ЕГО ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Расчет циркуляции производится после теплового расчета топочной камеры. Тепловой расчет топки заканчивается определением температуры газов на выходе из топки $\vartheta_т''$ и количеством тепла, поглощенного в топке лучевоспринимающими поверхностями нагрева $Q_л$, кДж/кг. В расчете топки были также определены: x – угловые коэффициенты для всех поверхностей нагрева, расположенных на стенах топки; ξ коэффициенты загрязнения этих поверхностей нагрева. Подсчитаны коэффициенты эффективности каждой поверхности нагрева: $\psi = x \cdot \xi$. Рассчитан средний коэффициент эффективности лучевоспринимающих поверхностей топочной камеры $\psi_{ср}$, а также определена средняя тепловая нагрузка стен топки (кВт/м^2)

$$q_л = \frac{B_р \cdot Q_л}{F_{ст}},$$

где $B_р$ расход топлива на котел, кг/с.

Если площадь стены, занимаемой частью экрана, подключенного к рассчитываемому контуру $F_к$, м^2, а коэффициент эффективности этой части экрана $\psi_к$, то тепловосприятие рассчитываемого контура, кВт, определяется по формуле

$$Q_к = \eta_г \cdot \eta_в \cdot \eta_ш \cdot q_л \cdot F_к, \tag{5.1}$$

где $\eta_г$, $\eta_в$, $\eta_ш$ – коэффициенты неравномерности тепловосприятия стен.

Значение коэффициента $\eta_г$ зависит от расположения горелок. При встречном и угловом расположении горелок тепловосприятие всех стен одинаково. В этом случае для всех стен $\eta_г$ 1. При фронтальном расположении горелок задняя стена воспринимает больше тепла. Для нее $\eta_г$ = 1,1, для боковых стен в этом случае $\eta_г$ = 1,0, а для фронтовой, на которой расположены горелки, $\eta_г$ 0,9.

Коэффициент $\eta_в$ учитывает неравномерность распределения тепла по высоте стенки. Так, в районе холодной воронки тепловосприятие экрана минимально, а в зоне активного горения – максимально. Если настенный экран расположен не по всей высоте стенки, то его тепловосприятие учитывается коэффициентом, выбираемом по табл. 2. Кроме того, зачастую при расчете циркуляции экран может разбиваться по высоте на отдельные участки, рассчитываемые раздельно. В этом случае для каждого участка выбирается по табл. 2 индивидуальный коэффициент. В упрощенных расчетах, при распо-

ложении экрана по всей высоте топки, можно принять $\eta_{в}$ 1.

Коэффициент $\eta_{ш}$ учитывает неравномерность распределения тепловосприятия по ширине экрана. Так, например, трубы, расположенные в углу топки, воспринимают меньше тепла, чем трубы в середине экрана. У котлов достаточно большой мощности экраны по ширине разделены на несколько секций. Если экран на секции не разделен, то для него принимается $\eta_{ш} = 1$. Если делится на три или четыре части, то для крайних секций $\eta_{ш} = 0{,}9$, для средних $\eta_{ш} = 1{,}1$. В других случаях для опредения значения коэффициента $\eta_{ш}$ следует обращаться к табл. 3.

Кроме того, в каждой секции может иметь место разверка тепловосприятия отдельных труб ($\eta_{т}$). Значения $\eta_{т}$ могут приниматься по табл. 4.

Паропроизводительность контура, кг/с, может быть подсчитана по формуле

$$D_{к} = \frac{Q_{к} - Q_{эк}}{r}, \qquad (5.2)$$

где r – скрытая теплота парообразования при давлении в барабане, кДж/кг [3]; $Q_{эк}$ – тепловосприятие экономайзерного участка циркуляционного контура, кВт.

Таблица 2

Изменение коэффициента неравномерности обогрева по высоте ($\eta_{в}$)

Вид топлива	Участок	$\eta_{в}$	$\eta_{в}^{макс}$
Пылеугольные топки с твердым шлакоудалением при сжигании каменных и тощих углей	Нижняя треть высоты Средняя треть высоты Верхняя треть высоты	1,0 1,3 0,7	1,5 1,5 1,0
То же при сжигании бурых углей фрезерного торфа и сланцев	Нижняя треть высоты Средняя треть высоты Верхняя треть высоты	1,1 1,2 0,7	1,3 1,3 1,1
Пылеугольные топки с жидким шлакоудалением	Ошипованная часть Неошипованная часть, до 2/3 полной высоты Верхняя часть высоты	1,0 1,3 0,7	1,2 1,6 0,9
Газозамкнутые топки	Нижняя треть высоты Средняя треть высоты Верхняя треть высоты	1,2 1,1 0,7	1,5 1,5 0,9
Слоевые топки	Не делятся	1,0	1,5

© Бойко Е.А. и др. *Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов*

Таблица 3

Коэффициент неравномерности тепловосприятия
по ширине стены топки ($\eta_ш$)

Количество элементов на стене топки (количество контуров в одном экране)	$\eta_ш$	
	Наиболее обогреваемого элемента	Наименее обогреваемого элемента
Один или два	1,0	1,0
Три или четыре	1,1	0,9
Пять или шесть	1,2	0,8
Семь или восемь	1,3	0,7
Девять или более	1,3	0,6

Примечание: большие значения принимаются для элементов, расположенных в средней части стены, меньше – в крайних.

Таблица 4

Коэффициент неравномерности тепловосприятия
разверенной трубы элемента ($\eta_т$)

Количество элементов	$\eta_т^{макс}$	$\eta_т^{мин}$
Один, два	1,3	0,5
Три	1,2	0,6
Четыре, пять шесть	1,1	0,7
Более шести	1,1	0,8

Тепловосприятие экономайзерного участка – это количество тепла, которое нужно подвести к воде, поступающей в экранные трубы, чтобы нагреть ее до кипения. Зависит это количество тепла от энтальпии воды на выходе из водяного экономайзера, а следовательно, на входе в барабан котла ($h_{эк}$, кДк/кг), захвата (сноса) пара на выходе котловой вода в опускные трубы ($\Delta h_{сн}$, кДж/кг), наличия обогрева опускных труб ($\Delta h_{оп}$, кДж/кг), от типа используемых внутрибарабанных устройств: размыва пены, наличия внутрибарабанных циклонов и т. д. Так же $Q_{эк}$ зависит от того, включен рассматриваемый контур циркуляции в первую либо вторую ступень испарения. Тепловосприятие экономайзерного участка, кВт, рассчитывается по формуле

$$Q_{эк} = G \cdot \Delta h_б, \tag{5.3}$$

где G – количество воды, циркулирующей в контуре, кг/с. Для подсчета G требуется задать три значения скорости циркуляции – W_0, м/с (см. табл. 5). Тогда

$$G = W_0 \cdot \rho' \cdot F, \tag{5.4}$$

где F – суммарное внутреннее сечение всех подъемных труб, контура, м^2; ρ' – плотность воды в нижнем коллекторе, кг/м^3.

Недогрев воды до кипения (при входе в экранные трубы, (кДж/кг)

$$\Delta h_{\delta} = \frac{h' - h''_{\text{эк}}}{K} \cdot (1 - Z) \cdot \frac{D}{D_{\text{чо}}}, \tag{5.5}$$

где $h''_{\text{эк}}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера, кДж/кг; h' – энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг; Z – доля питательной воды, подаваемой на промывку пара. Если промывка пара в данном котле не применяется, то $Z = 0$. Если вся вода подается на промывку, то $Z = 1$. Чаще всего $Z = 0{,}5$; K – кратность циркуляции. Эта величина подсчитывается по трем значениям скорости циркуляции, которыми задались ранее; D паропроизводительность котла, кг/с; $D_{\text{чо}}$ – паропроизводительность чистого отсека. Обычно паропроизводительность солевого отсека составляет 20 % производительности котла. Для циркуляционного контура соленого отсека можно принимать $\Delta h_{\delta} = 0$.

Некоторое количество пара может захватываться водой, поступающей в опускные трубы контура («снос» пара). Величина сноса зависит от конструкции сепарационных устройств. Среднее напорное паросодержание в опускных трубах $\varphi_{\text{оп}}$ находится по рис. 14, а изменения энтальпии воды в опускных трубах за счет сноса пара $\Delta h_{\text{сн}}$ – по рис. 12. Тогда недогрев воды, кДж/кг, определяется по формуле

$$\Delta h'_{\delta} = \Delta h_{\delta} - \Delta h_{\text{сн}}, \tag{5.6}$$

Подогрев воды в опускных трубах может иметь место в случае, когда эти трубы находятся в газоходах котла. В современных парогенераторах большой мощности с естественной циркуляцией для обеспечения надежности циркуляции опускные трубы выносятся за пределы газоходов и не обогреваются. Для них величина $\Delta h_{\text{оп}}$ принимается равной $\Delta h_{\text{оп}} = 0$.

5.1. Конструктивные данные контура

Для расчета циркуляции по чертежам парогенератора выясняется циркуляционная схема (рис. 15–21) и составляется перечень циркуляционных контуров. По выбранному (или заданному) контуру для расчета находятся следующие конструктивные данные:
– внутренние диаметры труб, коллекторов;
– количество труб;

– длина и высота труб;
– углы наклонов, поворотов;
– конструктивные характеристики сепарационных устройств.

Участки труб, которые расположены в зоне до обогрева или после обогрева, выделяется в том случае, если их длина больше 5 % высоты контура, участки меньшей длины учитываются совместно с прилегающими обогреваемыми участками.

Начало обогрева, экранных труб считается от места выхода труб из обмуровки. Высота труб определяется как разность высоты между осями барабана и коллектора.

Высота превышения над уровнем в барабане отсчитывается от оси барабана до высшей отметки трубы. В полную длину подъемных труб включаются и участки, расположенные выше оси барабана.

Все конструктивные данные определяются по чертежам, часть из которых задается преподавателем, и сводятся в табл. 10.

Таблица 5

Рекомендуемые значения скорости циркуляции, W_0, м/с

Трубные элементы	Пределы скорости, м/с
Экраны, непосредственно выведенные в барабан	0,5–1,5
Экраны, имеющие верхние коллекторы	0,2–1,0
Двусветные экраны	0,5–2,0
Экраны котельных агрегатов малой мощности	0,2–0,8
Первые три ряда труб первых кипятильных пучков	0,5–1,7
Остальные ряды труб первых кипятильных пучков	0,5
Вторые и третьи пучки кипятильных труб	0,1–0,5

Таблица 6

Средние значения коэффициентов сопротивления входа (выхода) в трубу из барабана (коллектора)

Трубные элементы	Пределы скорости, м/с
Барабан	1,0
Коллектор с торцевым подводом	0,8
Коллектор с радиальным подводом среды в активной зоне	1,1
Коллектор с боковым подводом среды	1,3

Таблица 7

Средние значения коэффициентов сопротивления входа в трубу из коллекторов, отнесенные к скорости среды в ней

Вид входа	Коэффициент сопротивления входа в среднюю трубу	
	$\frac{d}{d_{кол}} \le 0{,}1$	$\frac{d}{d_{кол}} > 0{,}1$
В обогреваемую трубу из раздающего коллектора с торцевым или боковым подводом среды (см. рис. 7, 8)	0,5	0,7
В обогреваемую трубу из раздающего коллектора с рассредоточенным подводом среды при числе поперечных рядов отводящих труб на одну подводящую менее 300 (рис. 7, 8)	0,5	0,7
То же при числе поперечных рядов отводящих труб на одну подводящую более 300 (рис. 7, 8)	0,6	0,8
В отводящую трубу собирающего коллектора с торцевым или боковым отводом среды (рис. 7, 8)	0,4	0,4
В опускную трубу собирающего коллектора с рассредоточенным радиальным отводом среды (рис. 7, 8)	0,5	0,5
В опускную трубу из вертикального или наклонного коллектора, а также из выносных циклонов	0,4	0,4

Таблица 8

Зависимость коэффициента сопротивления от угла поворота

Угол поворота, град	30	45	60	75	90
Коэффициент сопротивления	0,25	0,5	0,8	1,2	1,75

Примечание: При углах поворота больше 90° при определении значения коэффициента сопротивления поворота необходимо пользоваться рис. 10. Радиус сгиба принимается по рабочим чертежам

Таблица 9

Средние значения кратности циркуляции при номинальных нагрузках котельных агрегатов

Котельный агрегат	Давление пара, МПа	Паропроизводительность, т/ч	Кратность циркуляции, K
Сверхвысокое давление	14,0–18,5	200–820	8–5
Среднее давление	8,0–14,0	80–250	14–8
а) однобарабанные котлы	3,5–8	40–200	30–20
б) двухбарабанные котлы	1,5–3,5	30–200	65–45
в) трех- и четырехбарабанные котлы	1,3–3,5	30–200	55–35
Низкое давление	до 1,5	15	200–100
	1,5–3,0	до 15	100–50

Примечания:

1. Для котельных агрегатов со ступенчатым испарением рекомендованные значения кратностей циркуляции следует относить к производительности чистого отсека.

2. При необходимости расчета котла на пониженных нагрузках следует обращаться к «Нормативному методу гидравлического расчета котельных агрегатов» [1].

Таблица 10

Конструктивные данные к расчету

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
1. Опускные трубы			
Внутренний диаметр, мм	$d_{вн}^{оп}$	Задается	
Количество опускных труб, шт	$n_{оп}$	Задается	
Суммарное сечение опускных труб, м^2	$F_{оп}$	$\frac{\pi \cdot \left(d_{вн}^{оп}\right)^2}{4} \cdot n_{оп}$	
Высота опускных труб, м	$h_{оп}$	Схема контура	
Суммарная длина опускных труб, м	$l_{оп}$	Схема контура	
Углы гибов труб	$\alpha_1^{оп}$, $\alpha_2^{оп}$, …	Схема контура	
Коэффициенты сопротивления поворотов в опускных трубах	$\xi_1^{оп}$, $\xi_2^{оп}$, …	Табл. 8	
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в опускных трубах	$\sum \xi_{пов}^{оп}$	$\xi_1^{оп} + \xi_2^{оп} + \ldots$	
Коэффициент сопротивления входа из барабана в опускные трубы и выхода в нижний коллектор	$\xi_{вх}^{оп}$, $\xi_{вых}^{оп}$	Табл. 6	
Суммарный коэффициент местных сопротивлений опускных труб	$\sum \xi_{мест}^{оп}$	$\xi_{вх}^{оп} + \xi_{вых}^{оп}$	
Приведённый коэффициент трения для опускных труб	$\lambda_0^{оп}$	Рис. 3 по величине $d_{вн}^{оп}$	
2. Подъёмные трубы			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{вн}^{экр}$	Задается	
Шаг труб в экране	s / d	Задается	
Ширина экрана, включённая в контур, м	$B_{экр}$	Чертеж котла	
Количество подъёмных труб, шт	$n_{экр}$	$\frac{B_{экр}}{s} - 1$	
Суммарное сечение подъёмных труб, м^2	$F_{экр}$	$\frac{\pi\left(d_{вн}^{экр}\right)^2}{4} n_{экр}$	
Длина труб до обогрева, м	$l_{до}$	Схема контура	
Длина обогреваемого участка труб, м	$l_{об}$	Схема контура	
Длина труб после обогрева, м	$l_{по}$	Схема контура	
Полная длина экранных труб, м	l_0	$l_{до} + l_{об} + l_{по}$	
Высота труб до обогрева, м	$H_{до}$	Схема контура	
Высота обогреваемой части труб, м	$H_{об}$	Схема контура	
Высота участка после обогрева, м	$H_{по}$	Схема контура	

Продолжение табл. 10

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Полная высота экранных труб, м	H_0	$H_{до} + H_{об} + H_{по}$	
Углы гиба труб по высоте экрана	$\alpha_1^{экр}$, $\alpha_2^{экр}$,..	Схема контура	
Коэффициент сопротивления поворота экранных труб	$\xi_1^{экр}$, $\xi_2^{экр}$,…	Табл. 8	
Суммарный коэффициент поворотов экранных труб	$\sum\xi_{пов}^{экр}$	$\xi_1^{экр}+\xi_2^{экр}+\ldots$	
3. Пароотводящие трубы			
Внутренний диаметр, мм	$d_{вн}^{отв}$	Задается	
Количество отводящих труб, шт	$n_{отв}$	Задается	
Суммарное сечение отводящих труб, м^2	$F_{отв}$	$\frac{\pi\cdot\left(d_{вн}^{отв}\right)^2}{4}\cdot n_{отв}$	
Полная длина отводяших труб, м	$l_{отв}$	Схема контура	
Высота отводящих труб, м	$H_{отв}$	Схема контура	
Углы гибов труб	$\alpha_1^{отв}$, $\alpha_2^{отв}$,..	Схема контура	
Коэффициенты сопротивления поворотов в отводящих трубах	$\xi_1^{отв}$, $\xi_2^{отв}$,…	Табл. 8	
Суммарный коэффициент сопротивления отводящих труб	$\sum\xi_{пов}^{отв}$	$\xi_1^{отв}+\xi_2^{отв}+\ldots$	
Коэффициент сопротивления выхода из сборного коллектора и входа в барабан	$\xi_{вх}^{отв}$, $\xi_{вых}^{отв}$	Табл. 6	
Суммарный коэффициент входа – выхода пароотводящих труб	$\sum\xi_{мест}^{отв}$	$\xi_{вх}^{отв}+\xi_{вых}^{отв}+\ldots$	
4. Выносные циклоны			
Число циклонов в контуре, шт	$n_ц$	Схема контура	
Диаметр циклона, мм	$d_ц$	Схема контура	
Количество водотводящих труб от циклона, шт	$n_{отв}^ц$	Схема контура	
Внутренний диаметр отводящих труб, мм	$d_{отв}^ц$	Схема контура	
Суммарное сечение отводящих из циклона труб, м^2	$F_ц$	$\frac{\pi\cdot\left(d_{отв}^{ц}\right)^2}{4}\cdot n_{оп}$	
Длина отводящих труб, м	$l_{отв}^ц$	Схема контура	
Полная высота отводящих труб, м	$H_{отв}^ц$	Схема контура	
Углы поворота	α_1, α_2, …	Схема контура	
Коэффициенты их сопротивлений	ξ_1, ξ_2, …	Табл. 8	
Коэффициенты сопротивления выхода из циклона и входа в барабан	$\xi_{вх}^{отв}$, $\xi_{вых}^{отв}$	Табл. 6	

Таблица 11

Сводные данные из теплового расчета котла,
подсчет исходных величин

Наименование величины	Обазначение	Откуда берётся	Величина
Паропроизводительность котла, кг/с	$D_{пе}$	Из теплового расчёта котла	
Давление пара в барабане котла, МПа	$P_{б}$	Из теплового расчёта котла	
Расчётный расход топлива, кг/с	$B_{р}$	Из теплового расчёта котла	
Полное тепловосприятие топки, кДж/кг	$Q_{л}$	Из теплового расчёта котла	
Энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг	h'	[3]	
Плотность воды на линии насыщения при давлении в барабане, кг/м^3	ρ'	[3]	
Плотность пара в тех же условиях, кг/м^3	ρ''	[3]	
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	r	[3]	
Температура воды за водяным экономайзером, °С	$t''_{вэ}$	Из теплового расчёта котла	
Энтальпия воды за водяным экономайзером, кДж/кг	$h''_{вэ}$	Из теплового расчёта котла	
Среднее удельное тепловосприятие экранов топки, кДж/м^2	$q_{л}$	$\frac{B_{р} \cdot Q_{л}}{F_{ст}}$	
Ширина стены, занятая расчитываемым контуром, м	$B_{к} = B_{экр}$	По заданию	
Поверхность стены, занятая экраном рассчитываемого контура, м^2	$F_{к}$	$l_{об} \cdot B_{к}$	
Коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине стены топки	$\eta_{ш}$	Табл. 3	
Полное тепловосприятие контура, кДж/с	$Q_{к}$	$F_{к} \cdot \eta_{ш} \cdot q_{л}$	

5.2. Порядок расчета контура циркуляции

Согласно нормативному методу [1], расчет контура циркуляции барабанного котла, сводится к определению действительной скорости циркуляции, полезного напора и коэффициентов запаса на опрокидывание и застой циркуляции. Расчет выполняется на три различные скорости циркуляции посредством выполнения последовательных вычислений и заполнения таблиц 12, 13 и 14.

Таблица 12

Порядок расчета естественной циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость циркуляции, W_0, м/с	Принимаются три значения (табл. 5)			
Расход циркулирующей жидкости, G, кг/с	$W_0 \cdot F_{\text{экр}} \cdot \rho'$			
Опускные трубы				
Скорость потока в опускных трубах, $W_{\text{оп}}$, м/с	$\dfrac{G}{F_{\text{оп}} \cdot \rho'}$			
Гидравлическое сопротивление опускных труб, $\Delta P_{\text{оп}}$, Па	$\left(\lambda_0^{\text{оп}} l_{\text{оп}} + \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}\right) \cdot \dfrac{W_{\text{оп}}^2 \rho'}{2}$			
Подъемные трубы экрана				
Кратность циркуляции в котле, K	Табл. 9			
Недогрев до кипения в барабане, $\Delta h_{\text{б}}$, кДж/кг	$\dfrac{h' - h_{\text{эк}}}{K}$, при наличии промывки пара – принимается $\Delta h_{\text{б}} = 0$.			
Количество тепла, необходимого для подогрева воды до кипения, $Q_{\text{эк}}$, кДж/кг	$\Delta h_{\text{б}} \cdot G$			
Паропроизводительности паросодержащего участка контура, $D_{\text{к}}$, кг/с	$\dfrac{Q_{\text{к}} - Q_{\text{эк}}}{r}$			
Средняя приведенная скорость пара, W_0'', м/с	$\dfrac{0{,}5 \cdot D_{к}}{F_{\text{экр}} \cdot \rho'}$			
Скорость пара на участке после обогрева (от потолка до сборного коллектора), $W_{\text{опо}}''$, м/с	$\dfrac{D_{\text{к}}}{F_{\text{экр}} \cdot \rho''}$			
Средняя скорость смеси в обогреваемых трубах, $\overline{W}_{\text{см}}$, м/с	$W_0 + W_0''\left(1 - \dfrac{\rho''}{\rho'}\right)$			

Продолжение табл. 12

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость смеси в участке после обогрева, $W_{см.по}$, м/с	$W_0 + W''_{опо}\left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$			
Среднее объемное паросодержание в обогреваемой части, $\overline{\beta}$	$\frac{W''_0}{\overline{W}_{см}}$			
Объемное паросодержание в участке после обогрева, $\beta_{по}$	$\frac{W''_{опо}}{W_{см.по}}$			
Коэффициент пропорциональности обогреваемой части, C	Рис. 5 (принимается по величине $\overline{W}_{см}$)			
Коэффициент пропорциональности на участке после обогрева, $C_{по}$	Рис. 5 (принимается по величине $W_{см.по}$)			
Среднее напорное паросодержание в обогреваемой части, $\overline{\varphi}$	$C \cdot \overline{\beta}$			
Напорное паросодержание в участке после обогрева, $\varphi_{по}$	$C_{по} \cdot \beta_{по}$			
Высота экономайзерной части контура, $H_{эк}$, м	$H_{до} + \frac{\Delta h_б - \Delta h_{сн} - \Delta h_{оп} + \frac{\Delta h}{\Delta p}\cdot\rho'\cdot 10^{-4}\cdot\left(H_{оп} - H_{до} - \frac{\Delta P_{оп}}{10\rho'}\right)}{\frac{Q_к}{H_{оп}G} + \frac{\Delta h}{\Delta p}\cdot\rho'\cdot 10^{-4}}$, где $H_{до}$ – высота участка «до обогрева», м; $\Delta h_б$ – недогрев в барабане, кДж/кг; $\Delta h_{оп}$ – приращение энтальпии в опускных трубах, кДж/кг. Если опускные трубы вынесены за пределы газохода, $\Delta h_{оп}$ = 0; $\Delta h_{сн}$ – определяется по рис. 12; $\Delta h/\Delta p$ – изменение энтальпии воды на линии насыщения при изменении давления воды на 1 МПа – принимается по [3]			
Длина экономайзерной части, $l_{эк}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$			
Длина обогреваемой паросодержащей части трубы, $l_{пар.об}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$			

© Бойко Е.А. и др. *Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов*

Продолжение табл. 12

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Длина необогреваемой паросодержащей части трубы (до входа в коллектор), $l_{по}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$			
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в экономайзерной части трубы, $\sum \xi_{пов}^{э}$	Количество поворотов смотри по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (см. табл. 10)			
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в обогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{об.пар}$	Количество поворотов смотри по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (см. табл. 10)			
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в необогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{но.пар}$	Количество поворотов смотри по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (см. табл. 10)			
Сопротивление входа в трубы из нижнего коллектора, $\xi_{вх}$	См. выше (табл. 7 при $d/d_{кол} \leq 0{,}1$)			
Сопротивление выхода из необогреваемых труб в сборный коллектор, $\xi_{вых}$	См. выше (табл. 7 при $d/d_{кол} \leq 0{,}1$)			
Высота паросодержащей, обогреваемой части труб, $H_{пар.об}$, м	По схеме от точки закипания до выхода из топки (за обмуровку)			
Движущий напор обогреваемой части, $S_{об}$, Па	$\overline{\varphi} \cdot H_{пар.об} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$			
Высота паросодержащей необогреваемой части труб, $h_{по}$, м	По схеме от выхода за пределы обмуровки до сборного коллектора			
Движущий напор необогреваемой части труб, $S_{по}$, Па	$\varphi_{по} \cdot H_{по} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$			

Продолжение табл. 12

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Полный движущий напор контура, $S_к$, Па	$S_{об} + S_{по}$			
Среднее массовое паросодержание обогреваемой части, $\bar{x}$	$\frac{0,5 \cdot D_к}{G}$			
Массовое паросодержание в участке после обогрева, $x_{по}$	$\frac{D_к}{G}$			
Скоростной напор во входном сечении, Па/м (из нижнего коллектора)	$\frac{W_0^2 \rho'}{2}$			
Коэффициент для расчета потери давления на трение, ψ	Рис. 11 (по величинам W_0 и $P_б$)			
Потеря давления в экономайзерной части, $\Delta P_{эк}$, Па/м^2	$\left(\xi_{вх} + \lambda_0^{экр} \cdot l_{эк} + \sum \xi_{пов}^{э}\right) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$, где $\lambda_0^{экр}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб (принимается по рис. 3 при $d_{вн}^{экр}$)			
Потеря от трения в обогреваемой паросодержащей части, $\Delta P_{тр.пар}$, Па/м^2	$\lambda_0^{экр} \cdot l_{пар.\,об} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}\left(1 + \psi \cdot \bar{x} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$			
Потеря от трения в участке после обогрева, $\Delta P_{тр.по}$, Па/м^2	$\lambda_0^{экр} \cdot l_{по} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}\left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$			
Потеря давления в поворотах и при выходе из трубы в участке после обогрева, $\Delta P_{по}$, Па/м^2	$\left(\sum \xi_{пов}^{но.пар} + \xi_{вых}\right)\frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}\left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$			
Сумма потерь давления, $\sum \Delta P$, Па/м^2	$\Delta P_{эк} + \Delta P_{тр.пар} + \Delta P_{гр.по} + \Delta P_{по}$			
Полезный напор экрана, $S_{пол}^{экр}$, Па/м^2	$S_к - \sum \Delta P$			

Продолжение табл. 12

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Отводящие трубы экрана (от сборного коллектора до барабана котла) Примечание: отводящие трубы в теплообмене не участвуют, поэтому паросодержание и расход пароводяной смеси не изменяется и равен этим величинам в необогреваемой паросодержащей части труб				
Скорость пароводяной смеси в пароотводящих трубах, $W_{\text{см.отв}}$, м/с	$$\frac{W_{\text{см.по}} \cdot F_{\text{экр}}}{F_{\text{отв}}}$$			
Потери давления от трения в отводящих трубах, $\Delta P_{\text{тр}}^{\text{отв}}$, Па/м^2	$$\lambda_0^{\text{отв}} \cdot l_{\text{отв}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}\left(1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right),$$ где $x_{\text{отв}} = x_{\text{по}}$; $\lambda_0^{\text{отв}}$ – приведенный коэффициент трения отводящих труб (принимается по рис. 3 при $d_{\text{вн}}^{\text{отв}}$)			
Потеря на трение на входе и поворотах, $\Delta P_{\text{м}}$, Па/м^2	$$\left(\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{отв}} + \xi_{\text{вх}}\right)\frac{W_0^2 \rho'}{2}\left(1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$$			
Потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане котла, $\Delta P_{\text{ву}}$ Па/м^2	$$10 \cdot (1 - \varphi_{\text{отв}}) \cdot H_{\text{ву}} \cdot (\rho' - \rho''),$$ где $\varphi_{\text{отв}} = \varphi_{\text{по}}$			
Сумма потерь давления в отводящих трубах, $\sum \Delta P_{\text{отв}}$, Па/м^2	$$\Delta P_{\text{тр}}^{\text{отв}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ву}}$$			
Движущий напор отводящих труб, $S_{\text{отв}}$, Па/м^2	$$10 \cdot \varphi_{\text{по}} \cdot H_{\text{отв}} \cdot (\rho' - \rho'')$$			
Полезный напор отводящих труб, $S_{\text{пол}}^{\text{отв}}$, Па/м^2	$$S_{\text{отв}} - \sum \Delta P_{\text{отв}}$$			
Полезный напор контура, $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$, Па/м^2	$$S_{\text{отв}}^{\text{пол}} + S_{\text{пол}}^{\text{экр}}$$			

Примечание: Далее выполняется построение графика зависимости $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$ от W_0 и $\Delta P_{\text{оп}}$ от W_0. Пересечение этих двух кривых дает истинное значение скорости циркуляции W_0 и полезного напора $S_{\text{пол}}$ (см. рис. 4).

Таблица 13

Проверка возможности застоя циркуляции

Наименование величины	Расчётная формула	Величина
Средняя прведённая скорость пара в обогреваемой части, $\overline{W}''_0$, м/с	$\dfrac{0,5 \cdot Q_к}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	
Приведённая скорость пара в обогреваемой части, $W''_{0по}$ м/с	$\dfrac{Q_к}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	
Коэффициент неравномерности тепловосприятия разверенной трубы, $\eta_т$	Табл. 4	
Коэффициент конструктивной нетождественности, $\eta_к$. Учитывает наличие отдельных труб, обогрев поверхности которых отличается от условий обогрева других. В задачах с упрощенной постановкой можно принять $\eta_к = 1$.		
Средняя приведённая скорость пара в обогреваемой части разверенной трубы, $\overline{W}'_{от}$, м/с	$\eta_т \cdot \eta_к \cdot \overline{W}''_0$	
Конечная приведенная скорость пара в разверенной трубе, $W''_{от}$, м/с	$\eta_т \cdot \eta_к \cdot W''_{0по}$	
Средняя напорное парасодержание застоя в обогреваемой части разверенной трубы, $\overline{\varphi}_з$	Рис. 6, *б* (принимается по величинам $\overline{W}''_0$ и $P_б$)	
Напорное паросодержание застоя в участке после обогрева развёрнутой трубы, $\varphi_{зпо}$	Рис. 13 (принимается по величинам $\overline{W}''_0$ и $P_б$)	
Напор застоя в разверенной трубе, $S_з$, Па/см^2	$10 \cdot \left(H_{об} \cdot \overline{\varphi}_з + H_{по} \cdot \varphi_{зпо}\right)\left(\rho' - \rho''\right)$	
Полезный напор экрана, $S_{пол}$, Па/м^2	Определен ранее по результату построения графика $\Delta P_{оп}, S^к_{пол} = f\left(W_0\right)$	
Коэффициент запаса по застою, $S_з / S_{пол}$	$\dfrac{S_з}{S_{пол}} > 1,1\ (1,2)$	

Примечание: при вводе пароотводящих труб выше уровня воды в барабане расчет производится по формулам (3.6) и (3.7)

Таблица 14

Проверка на опрокидывание циркуляции

Наименование величины	Расчётная формула	Величина
Средняя приведённая скорость пара при спускном движении в обогреваемой части, $\overline{W}''_{0об}$, м/с	$\overline{W}''_{0об} = \overline{W}''_{0}$ (см. табл. 13)	
Средняя приведённая скорость пара при спускном движении на участке до обогрева, $\overline{W}''_{0до}$, м/с	$\overline{W}''_{0до} = W''_{0по}$ (см. табл. 13)	
Средняя приведенная скорость пара в экране при опускном движении, $\overline{W}''_{0эл}$, м/с	$\frac{\overline{W}''_{0об} \cdot H_{об} + \overline{W}''_{0до} \cdot H_{до}}{H_0 - H_{по}}$, где $H_0 = H_{до} + H_{об} + H_{по}$	
Средняя приведенная скорость пара в разверенной трубе при опускном движении, $\overline{W}''_{0т}$, м/с	$\eta_т \cdot \eta_к \cdot \overline{W}''_{0эл}$	
Полный коэффициент гидравлического сопротивления труб, Z	$\lambda_0^{экр} \cdot l_0 \sum \xi_м$, где $\lambda_0^{экр}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб (см. табл. 12); l_0 – длина труб экрана от нижнего коллектора до верхнего сборного, м; $\sum \xi_м = \sum \xi_{пов}^{экр} + \xi_{вх} + \xi_{вых}$ – сумма местных сопротивлений по всей высоте экранных труб	
Удельный коэффициент сопротивления экрана, Z/H_0	где H_0 – высота по вертикали от нижнего (раздающего до верхнего (сборного коллектора)	
Удельный напор опрокидывания циркуляции, $S_{опр}^{уд}$, Па/(см^2·м)	Номограмма (рис. 6, *а*)	
Напор опрокидывания в экране, $S_{опр}$, Па/м^2	$S_{опр}^{уд} \cdot (H_0 - H_{по})$	
Коэффициент запаса по опрокидыванию, $S_{опр}/S_{пол}$	$\frac{S_{опр}}{S_{пол}} > 1{,}1\ (1{,}2)$	

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балдин, О. М. Гидравлический расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / О. М. Балдин, В. А. Локшин, Д. Ф. Петерсон. – М.: Энергия. 1978. – 315с.

2. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. 3-е изд., перераб. и доп. СПб.: НПО ЦКТИ–ВТИ, 1998. – 257 с.

3. Ривкин, С. Л. Теплотехнические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. М.: Энергия, 1980. – 424 с.

4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет парового котла / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.

5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы. Конструкционные характеристики энергетические котельных агрегатов / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Общие сведения 3
1. Порядок расчета циркуляционного контура и основные величины, используемые в расчетах 4
 1.1. Основные величины, используемые в расчетах 4
2. Расчет движущего и полезного напора циркуляции 6
3. Определение истинного значения скорости и кратности циркуляции. Оценка ее надежности 9
4. Расчет гидравлических в циркуляционном контуре 15
 4.1. Сумма гидравлических сопротивлений 15
 4.2. Однофазный поток 15
 4.3. Двухфазный поток 16
5. Расчет тепловосприятия контура и его паропроизводительности 30
 5.1. Конструктивные данные контура 33
 5.2. Порядок расчета контура циркуляции 39
Библиографический список 47